



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE PRINCIPAL DE UN
AEROGENERADOR

Iván Pérez Díez

Vanesa Carrera Estremera

Pamplona, 15/11/2013



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE ROTOR PRINCIPAL
DE UN AEROGENERADOR

MEMORIA

Iván Pérez Díez

Vanesa Extremera Carrera

Pamplona, 15/11/2013

INDICE

| | | |
|------|--|----|
| 0) | | |
| 0.1) | Antecedentes..... | 2 |
| 0.2) | Objeto..... | 2 |
| 1) | Introducción sobre energía eólica, aerogenerador..... | 3 |
| 1.1. | Definición aerogenerador..... | 3 |
| 1.2. | Tipos..... | 3 |
| 1.3. | Partes principales de un aerogenerador horizontal..... | 11 |
| 1.4. | Descripción del eje de transmisión..... | 18 |
| 1.5. | Definición del rendimiento de un aerogenerador. Potencia eólica. Ley de beltz..... | 24 |
| 2) | Dimensionado del eje de baja..... | 31 |
| 2.1 | Potencia del aerogenerador..... | 31 |
| 2.2 | Cálculo de velocidad de giro del rotor..... | 34 |
| 2.3 | Estudio de cargas..... | 34 |
| 2.4 | Dimensionado del eje a carga estática..... | 40 |
| 2.5 | Comprobación a fatiga..... | 45 |
| 3) | Selección de rodamientos..... | 54 |
| 3.1 | Calculo del número de horas de servicio..... | 54 |
| 3.2 | Explicación de cálculo de sollicitación estática y dinámica..... | 55 |
| 3.3. | Rodamiento principal..... | 58 |
| 3.4 | Rodamiento del lado de la multiplicadora..... | 64 |
| 4) | Descripción del mecanizado y del código..... | 70 |
| 4.1 | Máquina utilizada..... | 70 |
| 4.2 | Descripción del código y herramientas de mecanizado..... | 75 |

0.1) Antecedentes

A petición del Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales de la Universidad Pública de Navarra el alumno de Ingeniería Técnica Industrial especialidad Mecánica Iván Pérez Díez hará la redacción del proyecto “Estudio y fabricación del eje rotor principal de un aerogenerador”. Tal proyecto servirá como proyecto fin de carrera y de acuerdo a la legislación vigente conseguir por parte de los organismos oficiales la obtención del título Ingeniero Técnico Industrial, especialidad en Mecánica.

0.2) Objeto

En el presente proyecto industrial se tiene por objeto el diseño y fabricación de un eje rotor de gran tamaño que será utilizado como eje de baja velocidad de un aerogenerador. Dicho aerogenerador estaría situado en el alto de Abitigarra en la provincia de Álava.

1. INTRODUCCION SOBRE EOLICA, AEROGENERADOR.

1.1 Definición aerogenerador:

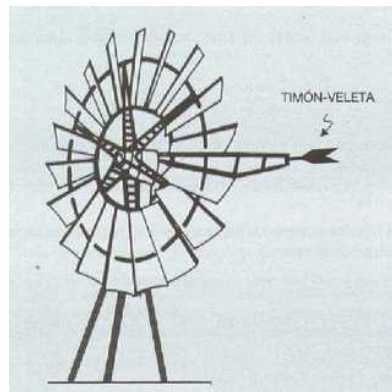
Un aerogenerador es un generador eléctrico movido por una turbina accionada por el viento (turbina eólica). Sus precedentes directos son los molinos de viento que se empleaban para la molienda y obtención de harina. En este caso, la energía eólica, en realidad la energía cinética del aire en movimiento, proporciona energía mecánica a un rotor hélice que, a través de un sistema de transmisión mecánico, hace girar el rotor de un generador, normalmente un alternador trifásico, que convierte la energía mecánica rotacional en energía eléctrica.

1.2 Tipos:

Aerogeneradores lentos:

Son generadores con un elevado número de palas. Generalmente su sistema de orientación es mediante un timón-veleta que hace que el plano de la hélice se sitúe siempre perpendicular a la dirección del viento

Sus principales características son: Número de palas elevado, entre 12 y 24. Diámetro entre 3 y 10 m, limitado por el elevado peso del rotor. Se adaptan muy bien a vientos de pequeña velocidad. Su arranque se produce a partir de una velocidad del viento entre 2 y 3 m/s. Potencias pequeñas debido básicamente a dos razones: usan vientos de baja velocidad (entre 3 y 7 m/s) y tienen un diámetro limitado por el peso del rotor debido al elevado número de palas. Su campo de aplicación fundamentalmente se centra en las instalaciones de extracción y bombeo de agua. Presentan un valor elevado del coeficiente de par elevado para pequeños valores de velocidad específica.



(Accionamiento directo de una bomba hidráulica para la extracción de agua de pozo)

Aerogeneradores rápidos:

En este tipo de aerogeneradores el número de palas es pequeño. Su ventaja respecto a las eólicas lentas es que su potencia por unidad de peso es mucho mayor, por lo que al ser más ligeros pueden construirse generadores de un radio mucho mayor, así como situar el buje o punto de giro central del rotor a alturas mucho mayores y por consiguiente aprovechar el efecto de aumento de la velocidad del viento con la altura. En la actualidad se construyen eólicas con diámetros de rotor que alcanzan los 90 m y con una potencia nominal de 3 MW, lo que da una idea del área de barrido del rotor. Sus características principales son: Reducido número de palas, entre 1 y 4, aunque los más usados son de 3 palas. Máquinas más ligeras que las eólicas lentas, y por lo tanto pueden construirse de mayor tamaño. Requieren una velocidad del viento para su arranque mayor que las eólicas lentas (entre 4 y 5 m/s). Poseen un par de arranque menor. Alcanzan su potencia nominal para velocidades del viento entre 12 y 15 m/s. A partir de velocidades del orden de 25 a 30 m/s se produce la parada del rotor para evitar daños sobre la máquina. En los aerogeneradores rápidos, el valor máximo del coeficiente de potencia se sitúa en el entorno de $C_p=0,4$. Se utilizan para la generación de energía eléctrica, pudiendo ser en sistemas aislados o conectados a la red. Los

generadores utilizados en sistemas aislados generalmente son más pequeños (de 3 a 50 KW) que los que se conectan a la red eléctrica (de 250 a 3000 KW).

Rotores mono pala: Permite una mayor velocidad de rotación, reducción de masas y costes de material, en las palas, en la caja multiplicadora y en el generador. Tienen el inconveniente de necesitar un equilibrado muy preciso con un contrapeso de compensación, y existe un mayor riesgo de desequilibrio aerodinámico y vibraciones con la aparición de cargas de fatiga. También aumenta la generación de ruidos, más o menos el doble que un rotor tripala.



Rotores bipala: Reduce el coste de material y equipos respecto del rotor tripala, pero presenta también la desventaja respecto a éste último de un mayor nivel de esfuerzos dinámicos. De forma similar a rotor mono pala se producen esfuerzos mecánicos originados por la variación del perfil de la velocidad del viento con la altura. Además estos rotores presentan respecto a los tripalas un mayor nivel de vibraciones y de ruido.

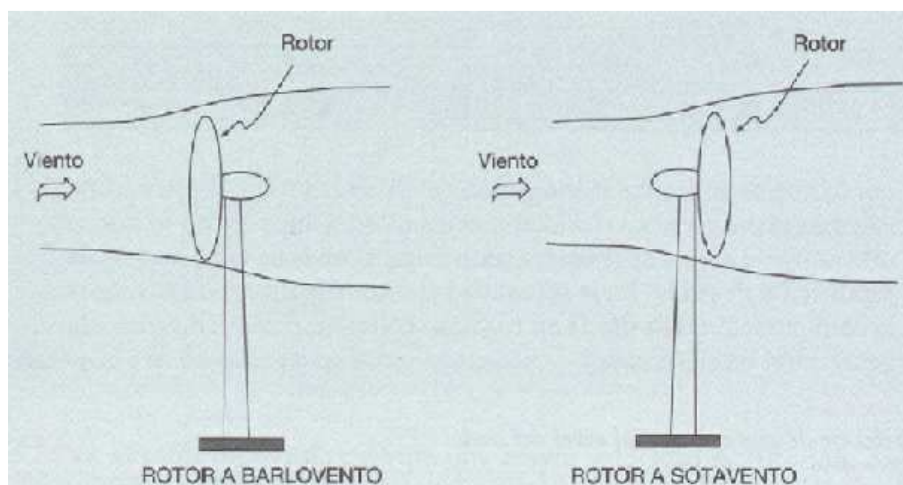


Rotores tripala: presentan como principal ventaja la de un giro más suave y uniforme debido a las propiedades de su momento de inercia, por lo que se minimiza la inducción de esfuerzos sobre la estructura. Además gira a menor velocidad que los rotores mono y bipala, disminuyéndose los esfuerzos de la fuerza centrífuga, el nivel de vibraciones y la producción de ruido. En la actualidad el rotor tripala es la configuración más usada en turbinas eólicas rápidas dedicadas a la generación de eléctrica.



Rotor a barlovento: el viento incide primero sobre el palmo del rotor y posteriormente sobre la torre de sustentación, con lo cual se minimiza el efecto de sombra sobre el rotor, y la para cición de vibraciones y esfuerzos de fatiga sobre las palas del rotor. Este tipo de disposición requiere un rotor más rígido y más alejado de la torre a fin de evitar interferencias entre lo álabes del rotor y la torre debido a la flexión de los mismo por el esfuerzo de empuje del viento.

Este rotor, a diferencia del rotor a sotavento, necesita un sistema de orientación que mantenga siempre el plano de giro de rotor orientado perpendicularmente a la dirección del viento.



Rotor a sotavento: No requieren ningún tipo de dispositivo de orientación. Su desventaja radica en los efectos de sombra de la góndola y de la torre sobre las palas del rotor con la consiguiente pérdida de potencia y aumento de tensiones de fatiga, además, se pueden producir enrolllos en el cable conductor que transporta la energía producida por el generador situado en la góndola que gira libremente.

Ventaja de los aerogeneradores rápidos frente a los lentos:

Son mucho más ligeros y económicos a igualdad de diámetros, por lo cual se construyen con grandes diámetros (40 a 90 m) y con rotores situados a elevadas alturas (hasta unos 100 m). Disponiéndose de generadores eólicos de gran potencia (0,5 a 3 MW). Ya que se pueden construir rotores que barran áreas elevadas y beneficiarse con el aumento de velocidad del viento con la altura.

Resisten mejor los esfuerzos provocados por las ráfagas de viento.

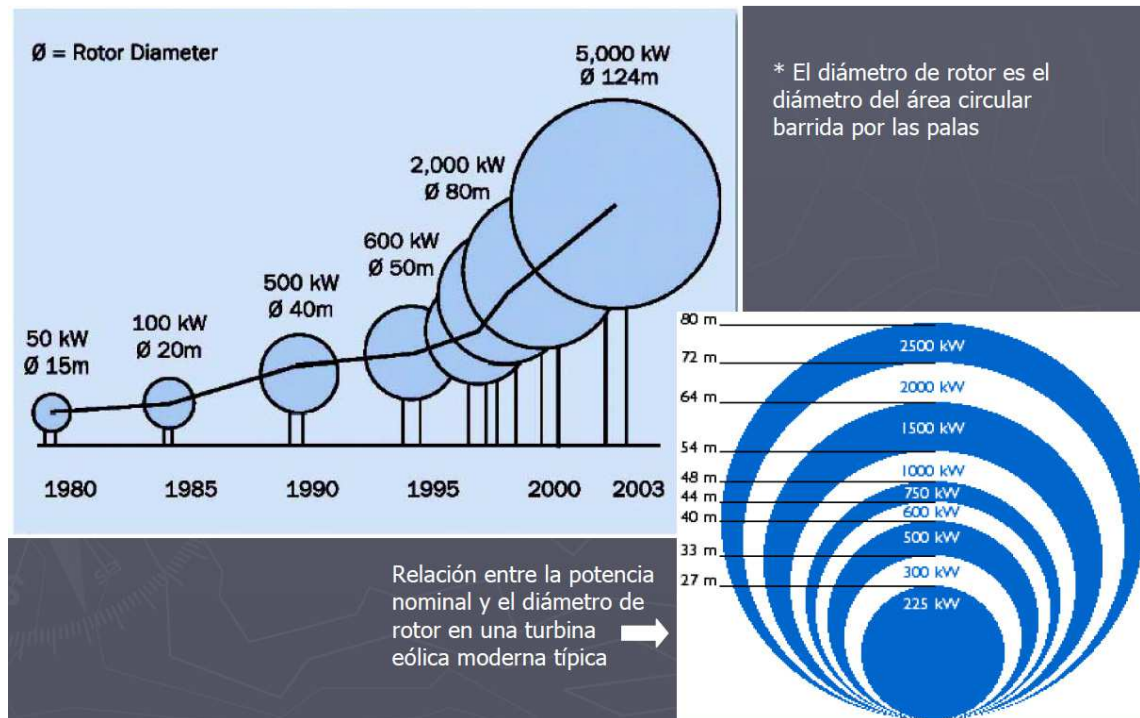
Al tener menor número de palas es más fácil incorporar mecanismos que permitan el giro de las mismas alrededor de la torre para lograr regular la potencia de generación o proteger el rotor en caso de vientos muy fuertes.

El empuje axial debido a la acción del viento sobre el rotor parado es menor en las eólicas rápidas que cuando está girando, no sucediendo esto en las lentas.

Al girar más rápidas, el tamaño y coste de la caja multiplicadora que acciona el generador eléctrico se reduce. En los grandes aerogeneradores la velocidad de rotación está en el rango de 15 a 50 rpm siendo la velocidad de la punta de la pala no mayor a 65–75 m/s.

Las eólicas rápidas tienen el inconveniente de presentar un par o momento de arranque mucho menor que las eólicas lentas.

Evolución histórica del tamaño de los aerogeneradores



Aerogeneradores de eje vertical.

Sus principales ventajas son: Se puede situar directamente la maquinaria en el suelo. No necesitan mecanismo de orientación. Giran a poca velocidad y por lo tanto generan poco ruido.

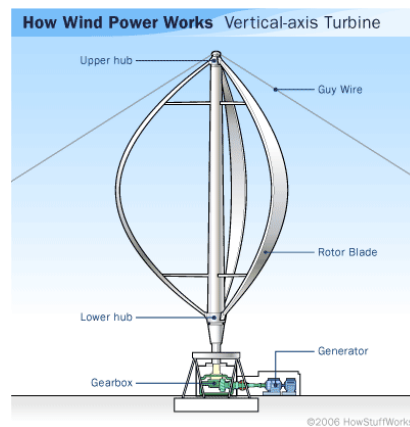
Sus principales inconvenientes son: Baja velocidad de viento en el suelo. Tienen baja eficiencia. El rodamiento inferior soporta el peso de toda la turbina.

Existen varios tipos según el tipo de rotor:

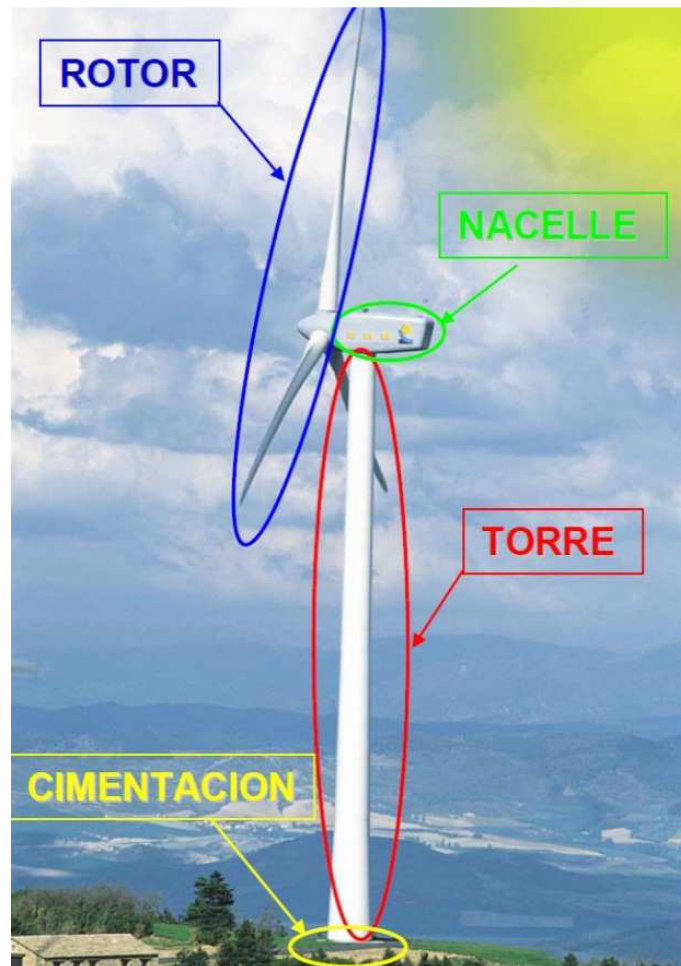
A) Eólica de rotor de arrastre diferencial: rotor Savonius



B) Eólica de rotor de variación cíclica de incidencia: rotor Darrieus



1.3 Partes Principales de un aerogenerador horizontal:



- A) Cimentación: La cimentación de los aerogeneradores actuales suele realizarse mediante hormigón armado, formando una zapata y un pedestal.

La unión entre la torre y la cimentación se suele realizar de dos formas.

Brida de cimentación:



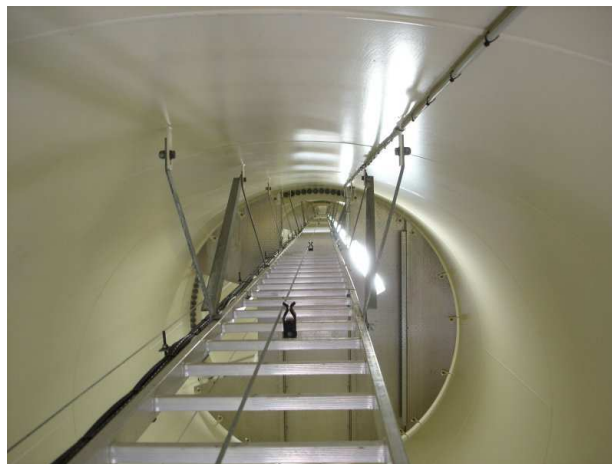
Virola de cimentación:



B) Torre: Es la parte que soporta el peso del nacelle y está unida a la cimentación.

Existen tres tipos principales de torres.

Torre tubular de acero: Es el modelo más utilizado, visualmente mejor que la celosía. Se diseñan para evitar resonancia, por debajo de 1P. Suelen tener dos o tres tramos troconicos con virolas soldadas. El espesor de la chapa decrece con la altura.



Torre en celosía: Era la más empleada en el pasado, tiene bajo coste. En la actualidad no se usa este tipo por las dificultades que tiene para el acceso al nacelle y por su impacto visual.



Torre de hormigón: Es usada para maquinas de gran potencia que necesiten una torre muy alta. Tiene una relación de costes mejor para torres de más de 100m respecto a la tubular de acero. Se pueden montar insitu por lo que tienen facilidad de transporte.



- C) Nacelle: Parte que sirve para alojar los elementos mecánicos y eléctricos (multiplicadora, generador, armarios de control,...) del aerogenerador. La góndola es un cubículo que se puede considerar la sala de máquinas del aerogenerador. Puede girar en torno a la torre para poner a la turbina encarada al

viento. Dentro de ella se encuentran la multiplicadora, el eje principal, los sistemas de control, el generador, los frenos y los mecanismos de giro de la góndola.



D) Rotor:

Conjunto de elementos de la turbina eólica constituido por los álabes (palas) y el buje, es el corazón de la turbina.

El rotor más adecuado para producir energía eléctrica es el tipo hélice. El rotor convierte la energía del viento en rotación y, por lo tanto, es el motor.

Álabe: Son las aspas o palas, parte fundamental en una turbina eólica. Realizan varias tareas y están preparadas para resistir grandes cargas.

Los álabes toman la energía del viento, la capturan y hacen rotar el buje. El perfil aerodinámico de los álabes es similar al perfil del ala de un avión. Los álabes emplean el mismo principio de la fuerza de empuje que actúa por la parte de abajo del ala. El aire produce una sobrepresión en la parte inferior y un vacío en la parte superior. Esta provoca una fuerza de empuje que hace que el rotor rote.

Buje: El buje es el componente del rotor que une las palas con el sistema de rotación y constituye el centro del rotor, al cual están fijados los álabes. Se fabrica de hierro a acero.

El buje puede ser de dos tipos:

- Buje rígido:

El conjunto de álabes está atornillado al buje y este se fija rígidamente al eje de giro. Se usa más en los rotores de tres palas, logrando que el rotor esté mejor equilibrado.

- Buje basculante:

Se lo emplea para reducir las cargas que se producen sobre el buje. Este tipo se emplea generalmente en los rotores bipalas, ya que el pivoteo hace que se equilibren las cargas en cada revolución.

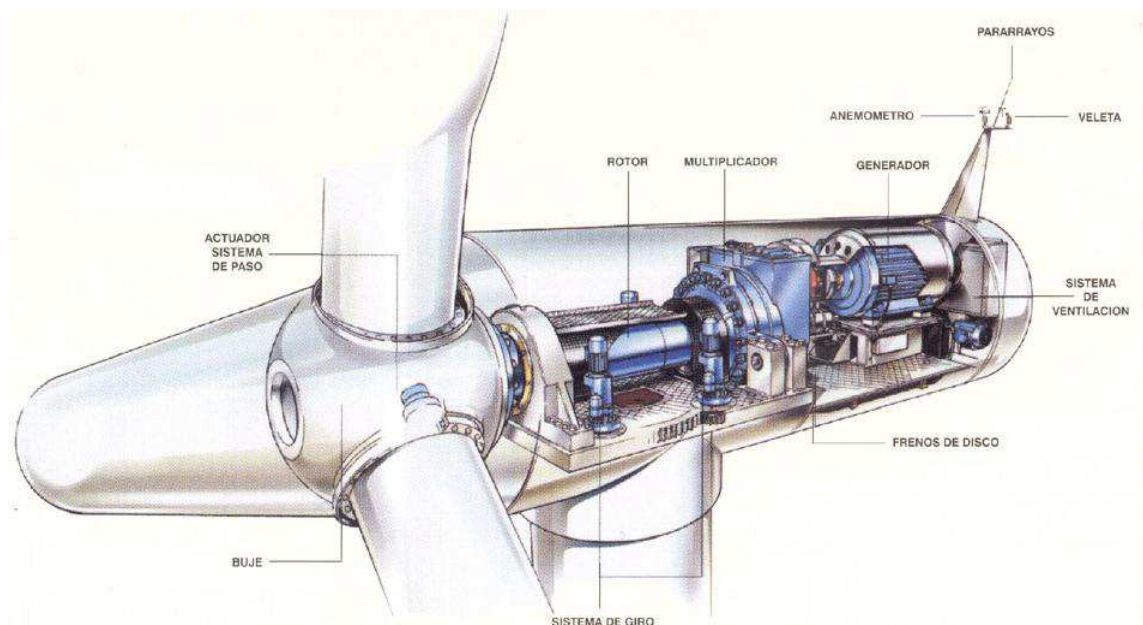
La mayoría de los fabricantes usan buje rígido; esto lo hace más resistente, tiene pocos componentes móviles que puedan fallar y es relativamente fácil de construir.

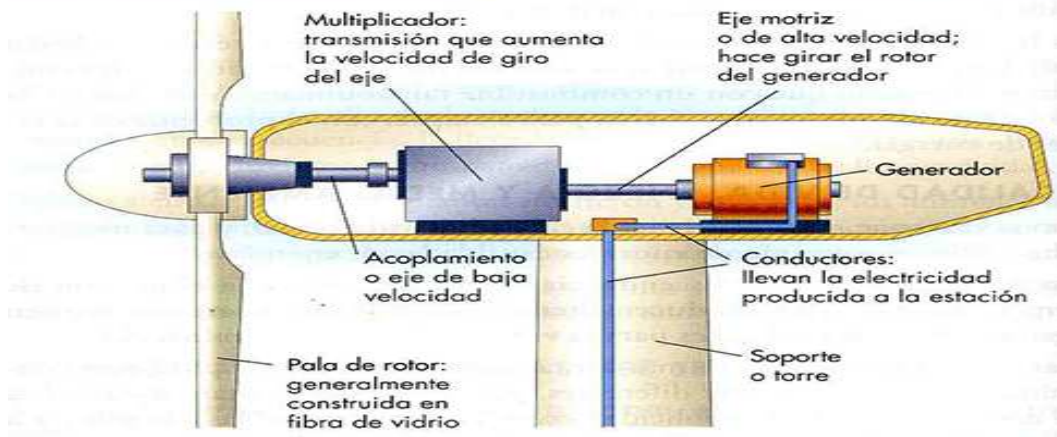


1.4 Descripción del eje de transmisión:

El tren motriz se compone de varios elementos, cada uno de ellos realiza una distinta misión, el más complejo de todos es la caja multiplicadora, que aumenta la velocidad angular de transmisión del rotor al generador, para obtener la velocidad requerida por el generador. Al ser el componente de mayor complejidad mecánica la caja multiplicadora es el responsable de los mayores tiempos de inactividad operacional de un aerogenerador, lo que implica un aumento de los costes.

El tren de potencia del aerogenerador estará compuesto por los siguientes elementos:





a) Eje de baja velocidad o eje principal:

Acoplado a un rotor eólico constituido por un buje y tres palas con una velocidad constante de Funcionamiento.

Se trata de un elemento importante del aerogenerador que aunque no es el que mayor coste tiene en el conjunto del aerogenerador tiene gran importancia en el diseño del aerogenerador. El eje de baja será el elemento central del estudio de este proyecto.

Imágenes ejemplo:



b) Eje de alta velocidad

Acoplado al engranaje de salida de la multiplicadora. Tiene una velocidad de giro en torno a 1200 - 1800 rpm.



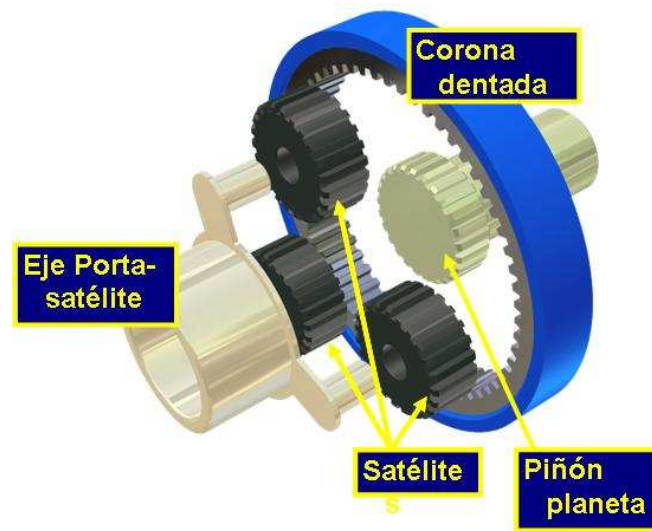
c) Caja multiplicadora de velocidad

La multiplicadora es el elemento del aerogenerador que multiplica las revoluciones de giro del conjunto buje-aspas y divide en la misma proporción la fuerza de dicho eje.

La velocidad de giro del conjunto eje-palas (el elemento que vemos moverse desde el exterior del aerogenerador) suele oscilar entre las 15 y las 25 rpm en función del viento y de la forma constructiva del aerogenerador. Pero debido a las frecuencias eléctricas de las redes nacionales e internacionales (50 Hz en Europa y parte del mundo y 60 Hz en Estados Unidos y parte del mundo) esta velocidad de giro es insuficiente teniendo que elevarse a un régimen de giro de en torno a 1200 - 1800 rpm en función del tipo de generador y frecuencia

Imágenes ejemplo:

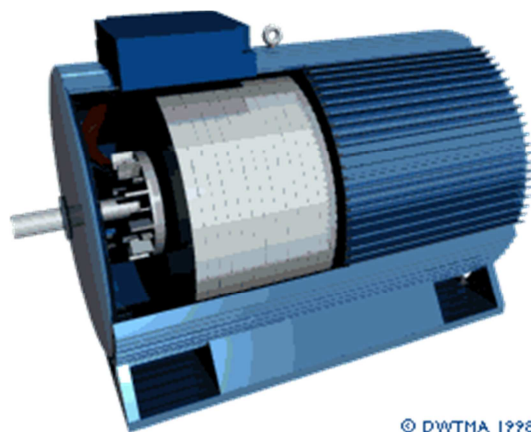




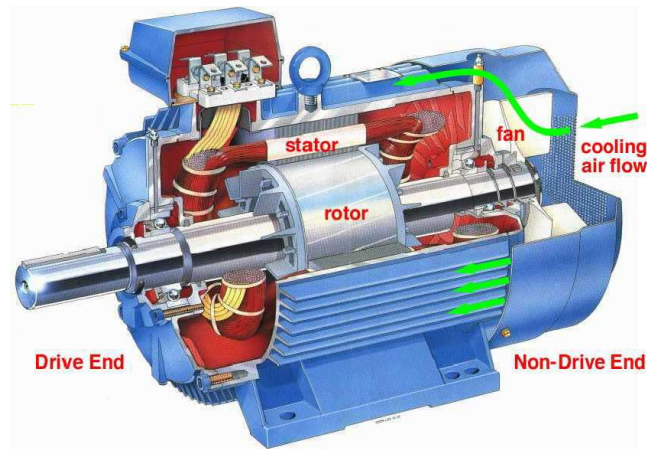
d) Generador

Se trata de un elemento de gran importancia en todo tipo de aerogeneradores. El generador eléctrico no será objeto de estudio en este proyecto.

Imágenes ejemplo:



© DWTMA 1998

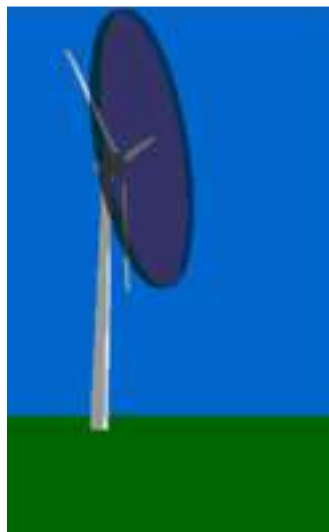


1.5 Definición del rendimiento de un aerogenerador. Potencia eólica. Ley de beltz:

1.5.1 Potencia eólica

Para calcular la potencia eólica se evalúa la energía cinética (E_k) de la masa de aire (m) que atraviesa por unidad de tiempo la sección barrida por las palas (A).

$$\text{Potencia} = \text{trabajo} / t = E_k / t = \frac{1}{2} m v^2 / t$$



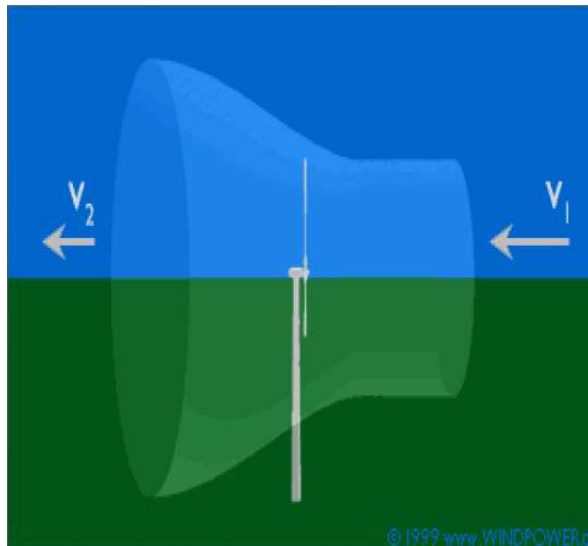
Como la masa de aire que atraviesa el área A en un tiempo t es $m = \rho A d$ y
 $d = vt$

$$\text{Potencia eólica} = \frac{1}{2} \rho A v^3$$

1.5.2 Coeficiente de potencia C_p . Potencia de una turbina.

La fracción de la energía del viento que una turbina convierte en la práctica en energía mecánica de rotación es el coeficiente de potencia C_p de esa turbina.

$$\text{Potencia de una turbina} = C_p \cdot \text{Potencia del viento} = C_p \frac{1}{2} \rho A v^3$$



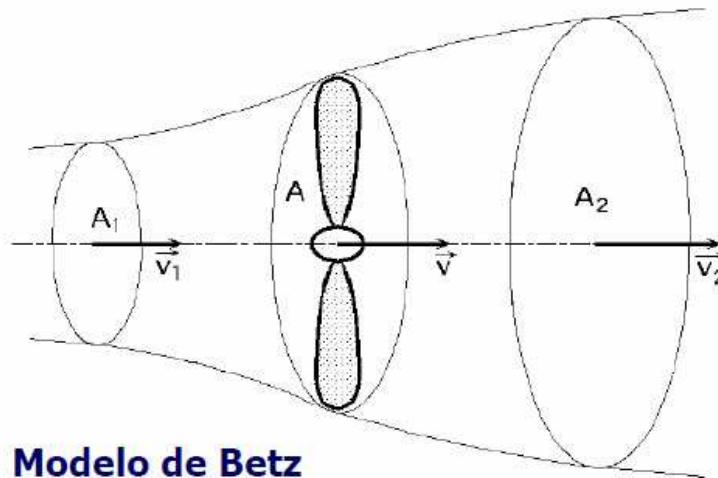
Una turbina nunca puede extraer toda la energía cinética del viento, puesto que el aire no se para al atravesar la turbina sino que disminuye su velocidad, disminuye su velocidad de v_1 a v_2 . La sección del tubo de corriente aumenta por conservación de la masa.

1.5.3 Límite de Betz

Considerando el tubo de corriente de la figura. Se supone barlovento de hélice al aire que circula a velocidad v_1 y atraviesa el área A_1 y sotavento al lado atravesado por el aire a v_2 y por A_2 . En el plano que contiene la hélice, la sección transversal batida por la misma es el área del rotor A siendo v su velocidad (velocidad útil).

El caudal másico es constante por el principio de conservación de la energía:

$$Q_m = \rho Q = \rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2 = \rho v A$$



Se puede explicar la potencia útil transferida por el viento a la turbina de dos formas:

- Pérdida, por unidad de tiempo, de energía cinética del viento al pasar por la hélice:

$$P_{util} = \frac{-\Delta E_k}{\Delta_t} = \frac{E_{k1} - E_{k2}}{\Delta_t} = \frac{1/2 \rho A d (v_1^2 - v_2^2)}{\Delta_t} = 1/2 \rho A v (v_1^2 - v_2^2)$$

Donde se ha utilizado argumentos y variables anteriores.

- El trabajo generado, por unidad de tiempo, por la fuerza del viento (igual, por las leyes 2ª y 3ª de Newton, a menos la tasa de cambio en la cantidad de movimiento del aire al pasar por la hélice) sobre A:

$$P_{util} = F v = \frac{\rho A d (v_1 - v_2)}{\Delta_t} v = \rho A v^2 (v_1 - v_2)$$

Nótese que, por la 3ª ley de Newton:

Fuerza del viento = Fuerza sobre el viento =

$$= m(v_2 - v_1) / \Delta_t = \rho A v (v_1 - v_2)$$

De las ecuaciones anteriores tenemos que:

$$1/2 \rho A v (v_1^2 - v_2^2) = \rho A v^2 (v_1 - v_2)$$

$$v = \frac{(v_1 + v_2)}{2}$$

Es decir en el modelo de Betz, y para que las ecuaciones anteriores sean consistentes entre sí, la velocidad del viento en el plano de la hélice (velocidad útil) es la media de las velocidades del viento antes y después es la misma.

Si se introduce este resultado en la primera ecuación y haciendo el cambio $v_2 = bv_1$:

$$P_{util} = \frac{1}{2} \rho A \frac{(v_1 + bv_1)}{2} (v_1^2 - (bv_1)^2) = \frac{1}{4} \rho A v_1^3 (1 + b)(1 - b^2)$$

(Ec. 1)

Siendo $0 < b < 1$

El valor máximo para la potencia se obtiene haciendo:

$$\frac{dP_{util}}{db} = 0$$

Lo que nos deja:

$$(1 - b^2) + (1 + b)(-2b) = (1 + b)(1 - 3b) = 0$$

De donde se obtiene que $b = -1$ (no tiene sentido físico) y

$$b = \frac{1}{3}$$

Lo que implica que

$$v_2 = \frac{1}{3} v_1$$

Sustituyendo en 1:

$$P_{util} = \left(\frac{16}{27}\right) \frac{1}{2} \rho A v_1^3$$

Es decir, el coeficiente de potencia máximo (ideal) de una turbina eólica es:

$$\text{Limite de Betz} = \frac{16}{27} \approx 59\%$$

1.5.4 Rendimiento global del aerogenerador

La ley de Betz fue formulada por primera vez por el físico alemán Albert Betz en 1919. Su libro “Wind-Energie”, publicado en 1926, proporciona buena parte del conocimiento que en ese momento se tenía sobre energía eólica y aerogeneradores. Es sorprendente que se pueda hacer una afirmación general tan tajante que se pueda aplicar a cualquier aerogenerador con un rotor en forma de disco.

Consideraciones prácticas:

La ecuación de Betz proporciona el límite superior de las posibilidades de un aerogenerador, pero es todavía poco realista al no tener en cuenta una serie de factores como:

La resistencia aerodinámica de las palas

La pérdida de energía por la estela generada en la rotación

La compresibilidad del fluido

La interferencia de las palas

Además, habrá que tener en cuenta además el rendimiento de los diversos mecanismos que componen el aerogenerador (rendimientos mecánicos, eléctricos etc...).

Resumiendo el rendimiento global de un aerogenerador será:

Rendimiento de Betz = 59,3%

Rendimiento de la hélice = 85%

Rendimiento del multiplicador = 98%

Rendimiento del alternador = 95%

Rendimiento del transformador = 98%

Rendimiento global = $0,59 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,4576 = 45,76\%$

2. DIMENSIONADO DEL EJE DE BAJA

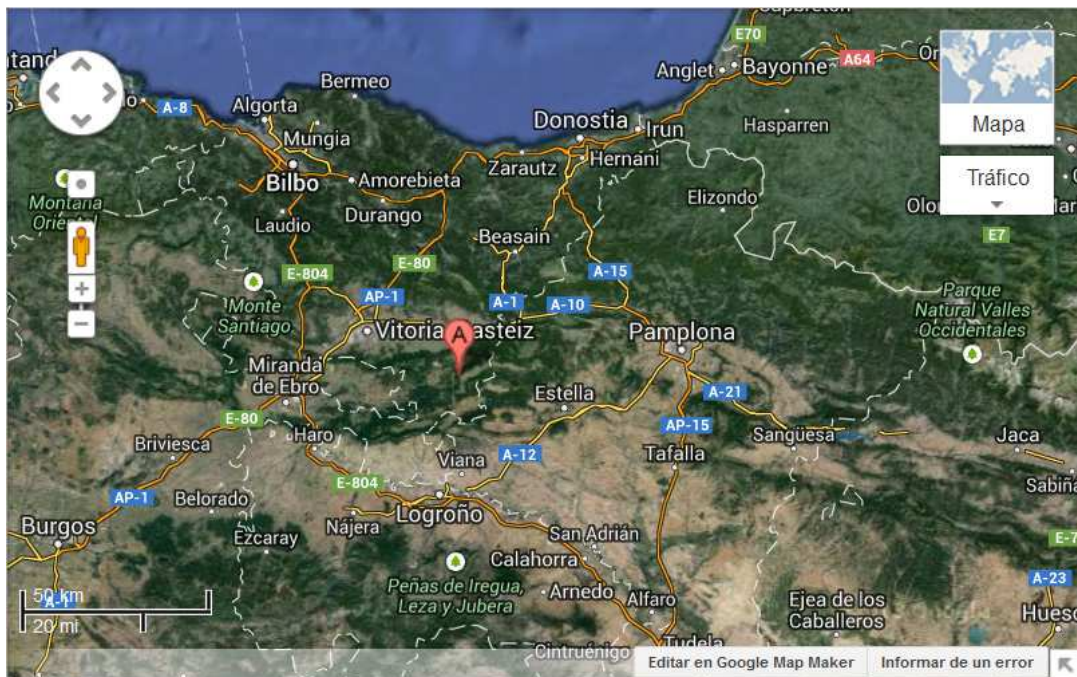
2.1 Potencia del aerogenerador

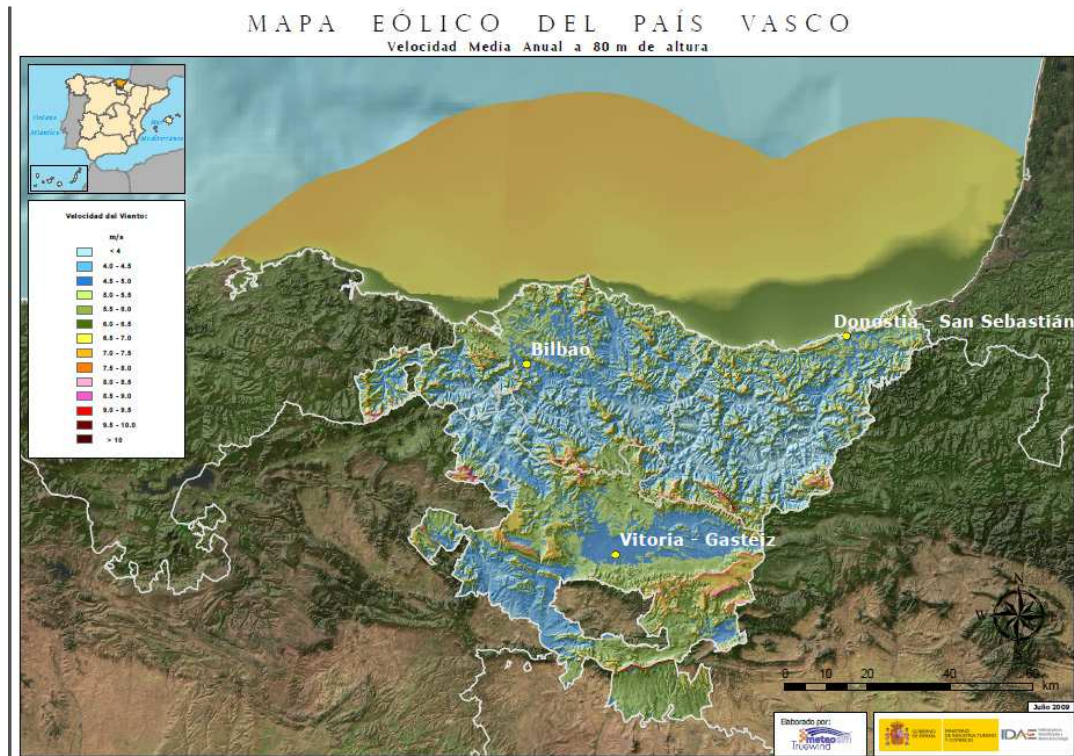
En primer lugar se va a calcular la potencia del aerogenerador el cual se trata de un aerogenerador tripala con:

80 metros de altura de buje y 85,5 metros de diámetro de rotor.

$$A = 5741 \text{ m}^2$$

El aerogenerador estará situado (o estaría) en el alto de Abitigarra en la provincia de Álava (1.169m):





La temperatura media anual de (Harana/Valle De Arana) es de (10,60) °C

Densidad del aire: 1,081 kg/m³

Coefficiente de potencia: $C_p = 0,59 \ 0,85 \ 0,98 \ 0,95 \ 0,98 = 0,45755857$

Se considera constante en todo el rango de velocidades.

2.1.1 Curva de potencia del aerogenerador:

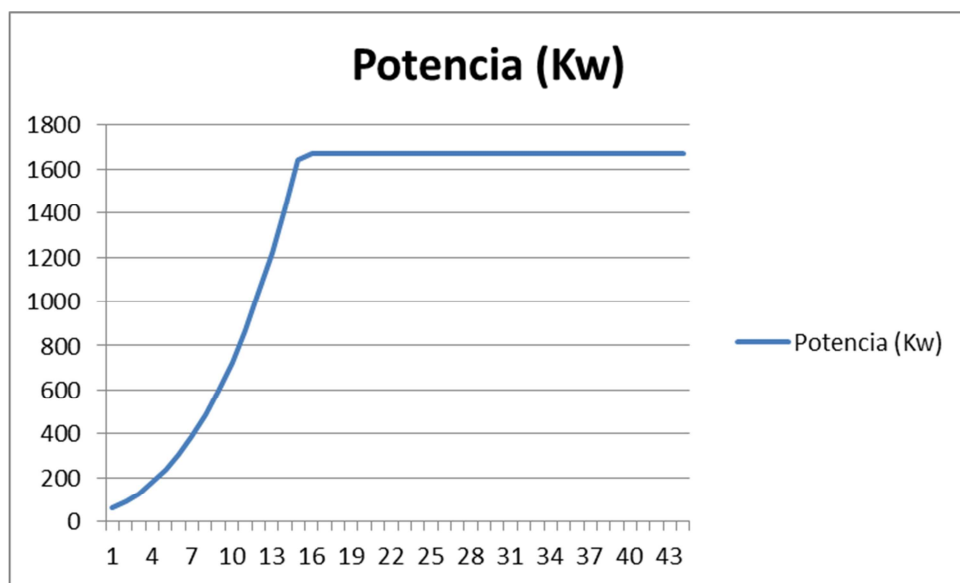
Se va a considerar que el límite de potencia nominal del aerogenerador es 1,67

Mw del cual y su rango de velocidades del viento de funcionamiento es (3,5-25)

m/s.

$$P = C_p \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

| Velocidad del viento (m/s) | Potencia (Kw) | Velocidad del viento (m/s) | Potencia (Kw) |
|-------------------------------|------------------|-------------------------------|------------------|
| 3,5 | 60,87 | 14,5 | 1670 |
| 4,0 | 90,86 | 15 | 1670 |
| 4,5 | 129,38 | 15,5 | 1670 |
| 5 | 177,47 | 16 | 1670 |
| 5,5 | 236,22 | 16,5 | 1670 |
| 6 | 306,67 | 17 | 1670 |
| 6,5 | 389,91 | 17,5 | 1670 |
| 7 | 486,99 | 18 | 1670 |
| 7,5 | 598,98 | 18,5 | 1670 |
| 8 | 726,94 | 19 | 1670 |
| 8,5 | 871,94 | 19,5 | 1670 |
| 9 | 1035,04 | 20 | 1670 |
| 9,5 | 1217,31 | 20,5 | 1670 |
| 10 | 1419,81 | 21 | 1670 |
| 10,5 | 1643,62 | 21,5 | 1670 |
| 11 | 1670 | 22 | 1670 |
| 11,5 | 1670 | 22,5 | 1670 |
| 12 | 1670 | 23 | 1670 |
| 12,5 | 1670 | 23,5 | 1670 |
| 13 | 1670 | 24 | 1670 |
| 13,5 | 1670 | 24,5 | 1670 |
| 14 | 1670 | 25 | 1670 |



2.2 Cálculo de la velocidad del rotor

Para realizar el calculo de la velocidad de giro del rotor es necesario determinar un parametro de diseño λ_d denominado “TRS” (en ingles tip speed ratio) cuyo valor lo determina el fabricante de las palas.

$$\lambda_d = 7,5$$

La velocidad media del viento en el lugar elegido es:

$$v_m = 8,61m/s$$

$$D_{rotor} = 85,5$$

$$N = \frac{\lambda_d \cdot 60 \cdot v_m}{\pi \cdot D_{rotor}} = 14,42 \text{ r.p.m.}$$

2.3 Estudio de cargas

Existen muchos factores que afectan a las cargas que actuan sobre un aerogenerador por lo que en este proyecto se va a considerar que el aerogenerador se encuentra en un estado de producción de energia y en una situacion de operación normal.

Para realizar el estudio de cargas sera necesario definir una carga de diseño según determina la normas *UNE-EN 61400-1 2006* [1.1] y *UNE-EN 61400-2 2007*.

$$Q_d = \frac{30 \cdot P}{\eta \cdot \pi \cdot N}$$

A esta carga le afectara un rendimiento mecánico que actúa como coeficiente de seguridad. Según la norma [1.1]: $\eta=0,75$ para aerogeneradores de más de 100.000w.

Conocido el valor de la carga de diseño se puede determinar el valor del momento torsor que se aplica en la entrada del tren de potencia. Según [1.1]:

$$T = Q_d + 2 \cdot m_r \cdot g \cdot e_r = 1474,56 + 177,2 = 1651.76 \text{ N.m}$$

Donde m_r es la masa total del rotor, la cual es la suma de la masa de las tres palas y del buje.

$$m_r = 3 \cdot 9000 + 6100 = 33100 \text{ Kg}$$

Donde e_r es un coeficiente que depende del radio del rotor eólico

$$e_r = 0,005 \cdot R = 0,005 \cdot 42,75 = 0,2145$$

Para determinar la fuerza axial se usará la expresión:

$$F_{ax} = \frac{3 \lambda_d \cdot Q_d}{2 R}$$

La fuerza vertical cortante se calcula directamente por la ecuación:

$$F_v = m_r \cdot g$$

El Momento flector se determina mediante la siguiente formula recogida en [1.1]:

$$M_f = 2 \cdot m_r \cdot g \cdot D_A + \frac{R}{6} \cdot F_{ax}$$

Donde D_A es la distancia del rodamiento A al buje que será un dato conocido y será fijado en 2.3.1

En la norma existen dos coeficientes de seguridad los cuales se aplican al valor de la resistencia a fluencia del material elegido mediante el criterio de carga estática.

- Coeficiente parcial para materiales $\gamma_m = 3$
- Coeficiente parcial de cargas $\gamma_f = 3$

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

2.3.1 Resumen de solicitaciones sobre el eje de baja

Fuerza axial:

$$F_{ax} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda_d \cdot Q_d}{R} = \frac{3}{2} \cdot \frac{7,5 \cdot 1474,56}{42,75} = 388.040 \text{ N}$$

Se tomará $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ para todos los cálculos.

Fuerza cortante:

$$F_v = m_r \cdot g = 33100 \cdot 9,81 = 324.771 \text{ N}$$

Se establece las distancias en:

$$D_A = 1,7 \text{ m} ; D_B = 4 \text{ m}$$

A los apoyos

Momento flector:

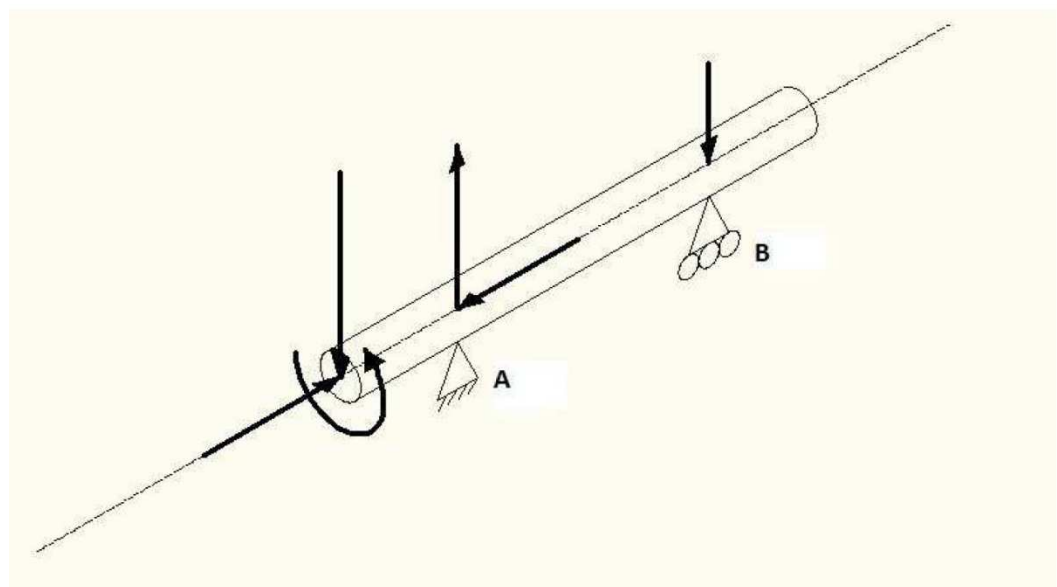
$$M_f = 2 \cdot m_r \cdot g \cdot D_A + \frac{R}{6} \cdot F_{ax} = 2 \cdot 33100 \cdot 9,81 \cdot 1,7 + \frac{42,75}{6} \cdot 388,04$$

$$= 1.106.782,19 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Momento Torsor:

$$T = Q_d + 2 \cdot m_r \cdot g \cdot e_r = 1474,56 + 139,3 = 1613.86 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

2.3.2. Diagramas de esfuerzos:



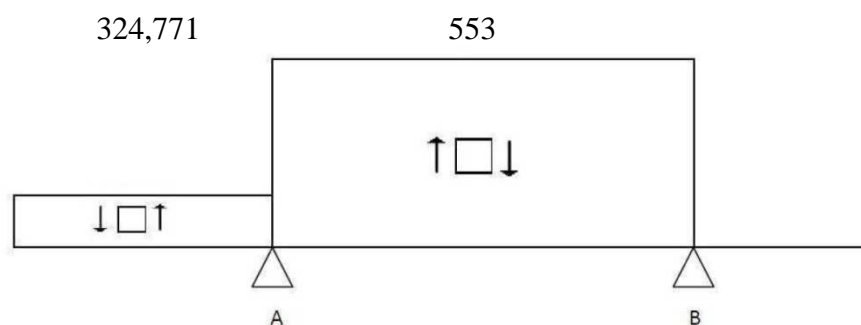
Los apoyos A y B son los puntos donde se situarán los rodamientos en el eje siendo el apoyo A el que soportará la fuerza axial. El apoyo A será un rodamiento fijo mientras que el apoyo B será un rodamiento libre el cual podrá desplazarse axialmente. Se ha elegido esta configuración para evitar posibles problemas de agarrotamiento debido a dilatación o contracción del eje. La multiplicadora no es capaz de resistir ninguna fuerza axial de manera que debe ser soportada totalmente en el apoyo A.

En la siguiente tabla se muestran los valores de las reacciones en los apoyos:

| | Apoyo A | Apoyo B |
|----------------------|---------|---------|
| Fuerza axial (KN) | -388,04 | 0,00 |
| Fuerza Cortante (KN) | 877,771 | -553 |
| Par Flector (KN.m) | 1658,97 | 0,00 |
| Par Torsor (KN.m) | 1613.86 | 1613.86 |

El convenio de signos va en relación con lo representado en la imagen anterior.

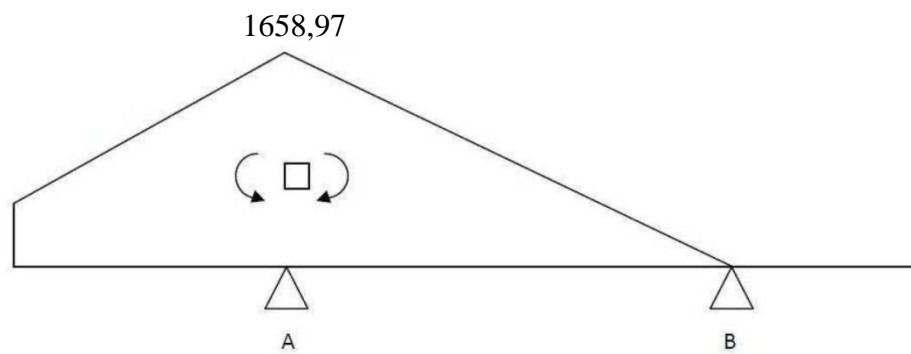
- Diagrama de cortantes:



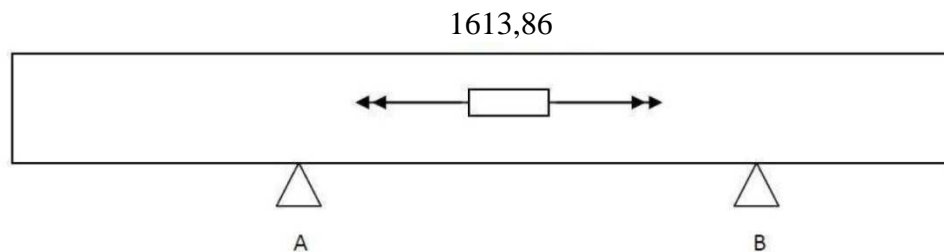
- Diagrama de esfuerzos axiales:



- Diagrama de flectores:



- Diagrama de torsores:



2.4 Dimensionado del eje a carga estática.

2.4.1 Selección del material

Para la fabricación del eje sea seleccionado un acero 42CrMo4 con las siguientes características:

Composición química

| C | Si | Mn | Cr | Mo | S | otros |
|------|------|------|-----|------|-------|-------|
| 0,42 | 0,25 | 0,75 | 1,1 | 0,22 | 0,035 | (Pb) |

Densidad: 7830 Kg/m³

Propiedades mecánicas

| Resistencia a la fluencia S_y (Mpa) | Resistencia a la tensión S_u (Mpa) |
|---------------------------------------|--------------------------------------|
| 900 | 1300 |

42CrMo4/4140 aleación estructural barra redonda de acero



Proveedor Verificado

Shanghai Unite Steel Trading Co., Ltd.
 [Shanghai, China (Continental)]
 Precio FOB: US \$600 - 2,500 / Tonelada
 Puerto: shanghai
 Cantidad de pedido mínima: 5 Tonelada/s
 Métrica/s
 Condiciones de pago: L/C,D/P,T/T

Datos de contacto

[Contactar Proveedor](#)

Se ha optado por la elección de este material ya que se trata de un material bastante usado en la fabricación de ejes de gran tamaño. También suele ser usado en otras aplicaciones eólicas.

2.4.2 Coeficientes de seguridad

Los coeficientes de seguridad quedaron fijados en 2.3

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f} = \frac{900}{3 \cdot 3} = 100 \text{ Mpa}$$

2.4.3 esfuerzos principales

A continuación se van a determinar los valores de los esfuerzos principales que actúan sobre el eje, los cuales son una combinación de las diferentes cargas que actúan sobre él.

Con los valores de los esfuerzos principales y realizando las interacciones pertinentes se va a calcular el diámetro del eje.

Para calcular el esfuerzo normal se realiza la suma del esfuerzo proveniente de la carga axial con el esfuerzo que produce el momento flector.

Para el cálculo del esfuerzo cortante se tienen en cuenta únicamente el momento torsor que actúa sobre el eje.

- Esfuerzo normal:

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot \theta^2} + \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \theta^3} = \frac{4 \cdot 388,04}{\pi \cdot \theta^2} + \frac{32 \cdot 1658,97 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3}$$

(Ec. 2.4.3.1)

- Esfuerzo tangencial:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \theta^3} = \frac{16 \cdot 1613,86 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3}$$

(Ec. 2.4.3.2)

Los esfuerzos principales se hallan con la siguiente expresión:

$$\sigma_1 \sigma_2 = \frac{\sigma_n}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_n}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

(Ec. 2.4.3.3)

Se sustituyen las expresiones de σ_n y τ_{xy} en la ecuación anterior para realizar el cálculo.

$$\sigma_1 \sigma_2 = \frac{2 \cdot 388,04}{\pi \cdot \theta^2} + \frac{16 \cdot 1658,97 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3} \pm \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 388,04}{\pi \cdot \theta^2} + \frac{16 \cdot 1658,97 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 1613,86 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3}\right)^2}$$

(Ec 2.4.4.4)

Se realiza el cálculo de los esfuerzos principales e función del diámetro. Con el valor de las propiedades mecánicas del material se va a determinar el valor del diámetro del eje mediante un proceso de interacción. Se utilizarán los métodos de “Teoría de la energía de distorsión”, en adelante Criterio de Von Misses, y la “Teoría del esfuerzo cortante máximo” y Criterio de Tresca. Se determinará el valor del diámetro más conservador que ofrezcan los diferentes métodos de Tresca y Von Misses.

2.4.4 Criterio de Tresca

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

(Ec 2.4.4.5)

Sustituyendo (2.4.4.4) en la ecuación anterior:

$$\frac{4}{\pi \cdot \theta^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot \theta)^2 + 64 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

(Ec 2.4.4.6)

$$\frac{4}{\pi \cdot \theta^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot 1658,97 \cdot 10^3 + 388,04 \cdot \theta)^2 + 64 \cdot 1613,86 \cdot 10^3^2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

Se ha calculado la solución para el diámetro según el criterio de Tresca con un valor de:

$$\theta_{Tresca} = 379 \text{ mm}$$

2.4.5 Criterio de Von Misses

$$(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

(Ec 2.4.4.7)

Sustituyendo (2.4.4.4) en la ecuación anterior:

$$\frac{4}{\pi \cdot \theta^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot \theta)^2 + 48 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

(Ec 2.4.4.8)

$$\frac{4}{\pi \cdot \theta^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot 1658,97 \cdot 10^3 + 388,04 \cdot \theta)^2 + 64 \cdot 1613,86 \cdot 10^3} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

En el caso del criterio de Von Misses el valor del diámetro que se obtiene es ligeramente menor que con el criterio anterior.

$$\theta_{Von\ Misses} = 374\ mm$$

Se escogerá un valor algo mayor para el diámetro del eje ya que de esta manera se asegurará algo más su fiabilidad.

$$\theta_{eje} = 395\ mm$$

2.5 Comprobación a fatiga

Para realizar la comprobación a fatiga se va a hacer una selección de factores de corrección para resistencia a fatiga del material. Se comprobará con el valor del diámetro del eje obtenido anteriormente.

2.5.1 Cargas actuantes

En esta sección no se tendrá en cuenta la fuerza axial que actúa sobre el eje y que si ha sido considerada anteriormente. No se tendrá en cuenta ya que se va a

considerar que el eje está sometido a flexión invertida y torsión constante para la comprobación a fatiga.

- Fuerza axial

Como se señalado anteriormente, la componente axial del empuje del viento no será considerada en el análisis a fatiga.

- Par torsor

El par torsor al que está sometido el eje tiene un valor constante, por lo que:

$$T_{Max} = 1613,86 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$T_{Min} = 1613,86 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$T_a = \frac{T_{Max} - T_{Min}}{2} = \frac{1613,86 - 1613,86}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

(Ec 2.4.4.9)

$$T_m = \frac{T_{Max} + T_{Min}}{2} = \frac{1613,86 + 1613,86}{2} = 1613,86 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

(Ec 2.4.4.10)

- Momento flector

La flexión producida en el eje es completamente invertida, por lo que:

$$M_{fMax} = 1658,97 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$M_{fMin} = -1658,97 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$M_{fm} = \frac{M_{fMax} - M_{fMin}}{2} = \frac{1658,97 - (-1658,97)}{2} = 1658,97 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

(Ec 2.4.4.11)

$$M_a = \frac{M_{fMax} - M_{fMin}}{2} = \frac{1658,97 + (-1658,97)}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

(Ec 2.4.4.12)

2.5.2 Factores del límite a fatiga

En el cálculo del límite a fatiga, se empleara la siguiente expresión que se obtiene de [1.1]:

$$S_e' = 0,5 \cdot Su$$

Dónde:

- S_e' es el límite a fatiga bajo condiciones ideales.
- Su es la resistencia última del material.

$$S_e' = 0,5 \cdot Su = 0,5 \cdot 1300 = 650 \text{ Mpa}$$

Este límite ha de ser corregido con una serie de coeficientes para la obtención del límite a fatiga modificado, para posteriormente realizar las comprobaciones necesarias:

$$S_e = k_g \cdot k_b \cdot k_a \cdot k_c \cdot k_d \cdot S_e'$$

Factores de modificación:

- Factor de tamaño k_b

$$k_b = 0,809 \cdot \theta^{-0,112} \quad 0,3 \text{ pulg} < \theta < 10 \text{ pulg}$$

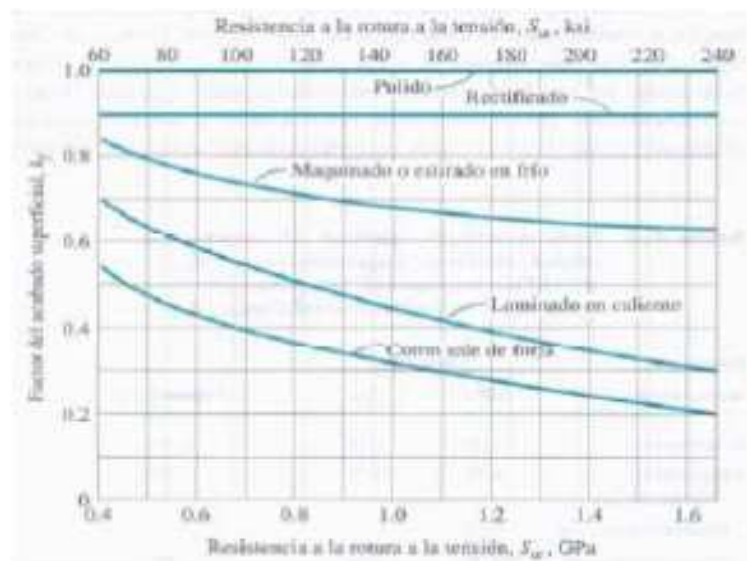
$$k_b = 1 \quad \theta \leq 8 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,189 \cdot \theta^{-0,112} \quad 8 \text{ mm} < \theta \leq 250 \text{ mm}$$

El diámetro del eje es mayor que 250 mm por lo que se va a emplear un valor de:

$$k_b = 0,65$$

- Factor de acabado de superficie k_a



Para la instalación del rodamiento se tiene que hacer un rectificado en la superficie del eje por lo que el valor de k_a según la figura anterior será de 0,9 que se mantiene constante para toda la superficie del eje.

$$k_a = 0,9$$

- Factor de temperatura k_d

No existen variaciones en la temperatura considerables que puedan afectar al límite de fatiga del material, por lo que:

$$k_d = 1$$

- Factor de efectos diversos k_g

No se tendrán en cuenta: efectos residuales, direccionalidad de la operación, corrosión, recubrimientos electrolíticos ni metalizado por aspersión.

$$k_g = 1$$

- Factor de confiabilidad k_c

La fatiga es un fenómeno estadístico. La distribución de las resistencias a la fatiga es una distribución normal para un número fijo de ciclos con una desviación típica

| Probabilidad de vida (confianza) (%) | k_c |
|---|-------|
| 50 | 1,00 |
| 90 | 0,90 |
| 95 | 0,87 |
| 99 | 0,82 |
| 99,9 | 0,75 |
| 99,99 | 0,7 |

Se tomará un valor de confianza del 99% según recomienda la norma.

$$k_c = 0,82$$

Con los valores de los coeficientes hallados se calculará:

$$S_e = k_g \cdot k_b \cdot k_a \cdot k_c \cdot k_d \cdot S_e' = 1 \cdot 0,65 \cdot 0,9 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 650 = 311,805 \text{ Mpa}$$

- Factor de concentración de tensiones k_e

Se debe considerar inicialmente un valor de concentración de tensiones, el cual debe ser suficiente para considerarse conservador.

Se ha considerado un valor de:

$$k_e = 1,05$$

- Coeficiente de seguridad a fatiga

Con todos los coeficientes ya calculados y con los valores de S_e y del diámetro se va a determinar el coeficiente de seguridad del eje sometido a fatiga.

Se empleara como criterio de falla para hallar el coeficiente de seguridad a fatiga por la Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles (modificación realizada por Peterson):

$$\frac{S_y}{c_s} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_e \cdot \sigma_a\right)^2 + 3 \cdot \left(\tau_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_{es} \cdot \tau_a\right)^2}$$

(Ec 2.4.4.13)

Al no considerarse carga axial la ecuación 2.4.3.1 queda de la siguiente manera:

$$\sigma_n = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \theta^3}$$

(Ec 2.4.4.14)

Con las ecuaciones 2.4.4.14 y 2.4.4.2, la ecuación 2.4.4.13 quedará:

$$c_s = \frac{\pi \cdot \theta^3 \cdot S_y}{32 \sqrt{\left(M_a + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_e \cdot M_{fm}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(T_a + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_{es} \cdot T_m\right)^2}}$$

Si se introducen los valores de las ecuaciones 2.4.4.9, 2.4.4.10, 2.4.4.11, 2.4.4.12, los valores del diámetro y de resistencia del material se hallara el valor del coeficiente de seguridad:

$$c_s = \frac{\pi \cdot 0,395^3 \cdot 900000}{32 \sqrt{\left(0 + \frac{900000}{311805} \cdot k_e \cdot 1658,97\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (1613,86)^2}}$$

S_y y S_e en (KPa).

θ en (m).

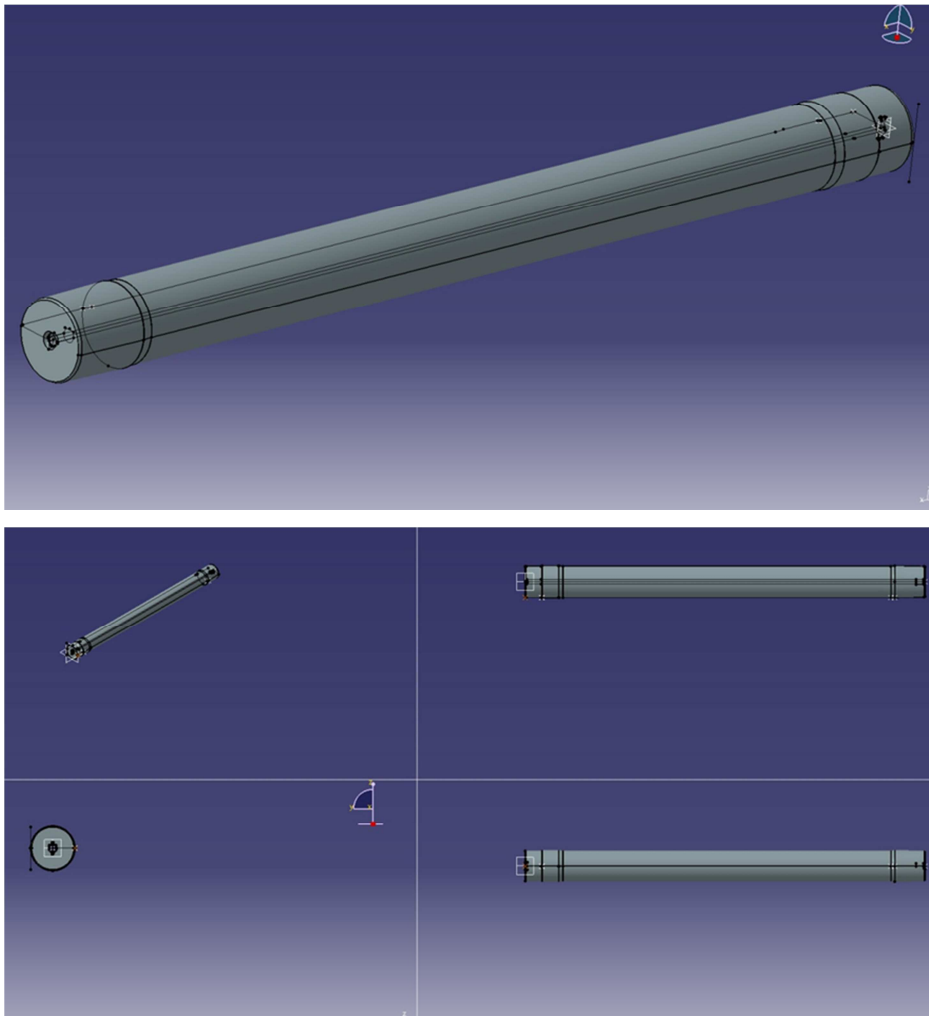
M y T en (KN · m)

$$c_s = 1,081$$

Como el valor de $c_s = 1,081 > 1$ queda comprobado que el esfuerzo a fatiga que afecta al eje es de menor tamaño que el esfuerzo que admite el material elegido.

Para sobredimensionar considerablemente las tensiones aplicadas se han elegido coeficientes y supuestos con este fin. Por lo que se acepta como valido el valor del factor de seguridad y en consecuencia los cálculos y estimaciones que se han adoptado anteriormente.

Imágenes en 3d del eje:



3. DIMENSIONADO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

En el diseño de los rodamientos se tendrá en cuenta el tipo de carga tanto axial como radial con su magnitud y dirección así como el espacio disponible.

Como primer paso para dimensionar un rodamiento hay que distinguir si sobre él existen sollicitaciones dinámicas o estáticas.

El cálculo de los dos rodamientos se hará considerando la carga y la velocidad de giro como constantes para toda la vida de funcionamiento.

3.1 Cálculo del número de horas de servicio.

La vida del aerogenerador se ha fijado en 25 años pero los rodamientos no se encontraran en funcionamiento ininterrumpidamente durante esos 25 años.

Debido a lo anterior es necesario hacer una estimación del tiempo que el aerogenerador estará inoperativo y restar ese tiempo al total del tiempo de vida del aerogenerador.

Son varias las causas que pueden hacer que el aerogenerador se encuentre parado:

- Parada manual por tareas de mantenimiento
- Existencia de vientos de alta velocidad
- Existencia de vientos de velocidad insuficientes
- Error de funcionamiento
- Parada de emergencia

Tomando como referencia todas estas posibles situaciones se estimará que el aerogenerador estará en funcionamiento continuo el 79% de su vida total.

La vida de funcionamiento de los rodamientos será:

$$t_f = 0,79 \cdot 25 \text{ años} \cdot 365 \frac{\text{dias}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{horas}}{\text{dia}} = 173010 \text{ horas}$$

Anualmente:

$$t_{f0} = 0,79 \cdot 1 \text{ año} \cdot 365 \frac{\text{dias}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{horas}}{\text{dia}} = 6921 \text{ horas}$$

3.2 Explicación de cálculo de sollicitación estática y dinámica.

3.2.1 Carga estática.

Para realizar la comprobación a carga estática se ha de calcular el factor de sollicitaciones estáticas:

$$f = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde

- C_0 es la capacidad a carga estática propia de cada tipo de rodamiento, la cual es proporcionada por el fabricante.
- P_0 es la carga estática equivalente. Se trata de un factor que tiene un valor ficticio, el cual se calcula si actúa una carga combinada.

Se calcula con la expresión:

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rad} + Y_0 \cdot F_{cax}$$

Dónde:

- X_0 es el factor radial, determinado por el tipo de rodamiento.

- Y_0 es el factor axial, determinado por el tipo de rodamiento.

- F_r es la carga radial.

- F_a es la carga axial.

3.2.2 Carga dinámica.

El procedimiento de sollicitación de dinámica está basado en la fatiga del material. La expresión que se emplea para el cálculo de la duración es:

$$L = \frac{C}{P}^p$$

Dónde:

- L es la duración o vida nominal en millones de giros que alcanza el rodamiento.

- C es la capacidad de carga dinámica, que se determina para cada rodamiento según catálogo.

- p es el exponente de la duración y depende del tipo de rodamiento (bolas y de rodillos). Rodamientos de rodillos $p = 10/3$. Rodamientos de bolas $p = 3$.

- P es la carga dinámica equivalente cuyo valor es ficticio y se calcula en caso de actuar una carga combinada.

Se obtiene mediante la fórmula:

$$P = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{cax}$$

Dónde:

- X es el factor radial, determinado por el tipo de rodamiento.
- Y es el factor axial, determinado por el tipo de rodamiento.
- Fr es la carga radial.
- Fa es la carga axial.

Para velocidad de giro constante, la duración se expresa en horas:

$$L_{hs} = \frac{L \cdot 10^6}{N \cdot 60}$$

Dónde:

- L_{hs} es la vida en horas del rodamiento.
- N es la velocidad de giro en rpm.

3.3. Rodamiento principal.

El rodamiento que estará situado más cerca del buje del aerogenerador será el rodamiento principal del aerogenerador. Este rodamiento se determinara como principal ya que es el apoyo que mayores solicitaciones soportará. Este rodamiento soportará a su vez carga axial y radial.

Se dispone de espacio suficiente para la colocación del rodamiento por lo que dicho espacio no será un factor que se tenga en cuenta en la elección del rodamiento.

El rodamiento principal tendrá un diámetro interior de 400 mm.

La carga axial soportada es:

$$F_{cax} = 388.040 \text{ N}$$

Y la carga radial será:

$$F_{rad} = 877.771 \text{ N}$$

Dado que la carga axial es parcialmente baja y que la carga radial es suficientemente alta se ha seleccionado un rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico y cónico.

El modelo escogido es 24180 ECA/W33 del fabricante SKF.

SKF

Group

Change Location

Search this site

Search

PRODUCTS

SERVICES

INDUSTRY SOLUTIONS

KNOWLEDGE CENTRE

NEWS AND MEDIA

CAREER

OUR COMPANY

INVESTORS

Group > Products > Bearings, units and housings > Roller bearings > Spherical roller bearings > Spherical roller bearings, cylindrical and tapered bore

Products

Bearings, units and housings

Roller bearings

Spherical roller bearings

Product tables

Spherical roller bearings, cylindrical and tapered bore

Spherical roller bearings, cylindrical and tapered bore, SKF Energy Efficient (E2) bearings

Spherical roller bearings, cylindrical bore, with Solid Oil

Spherical roller bearings, on an adapter sleeve

Spherical roller bearings, on a withdrawal sleeve

Split spherical roller bearings

Open bearings

Sealed bearings

Bearings for vibratory applications

Spherical roller bearings, cylindrical and tapered bore

Tolerances , see text

Radial internal clearance, C_{ir} cylindrical bore , C_{ir} tapered bore , see text

Recommended fits

Shaft and housing tolerances

Find a distributor

Contact

Calculation

CAD model

3D view

Print

View full table

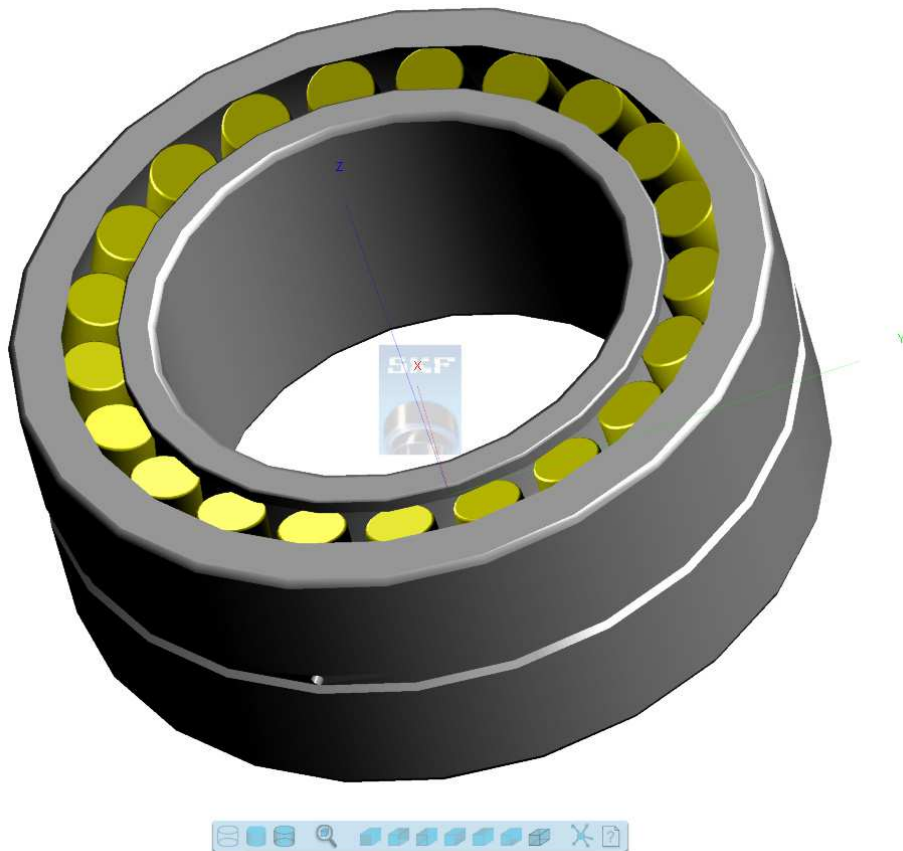
Imperial

Metric

| Principal dimensions | | | Basic load ratings | | Speed ratings | | Designation |
|----------------------|-----|-----|--------------------|--------------------------|-----------------|----------------|------------------------|
| d | D | B | dynamic C | static C ₀ | Reference speed | Limiting speed | |
| mm | | | kN | | r/min | | * SKF Explorer bearing |
| 400 | 650 | 250 | 6200 | 10600 | 340 | 500 | 24180 ECA/W33 * |

Calculation factors
e 0,37
Y₁ 1,8
Y₂ 2,7
Y₀ 1,8





Como se ha indicado anteriormente la relación entre la vida del rodamiento y la carga será:

$$L_{hs} = \frac{10^6}{N \cdot 60} \cdot \frac{C}{P}^{10/3}$$

Se despeja $\frac{C}{P}$:

$$\frac{C}{P} = \left(\frac{6921 \cdot 14,42 \cdot 60}{10^6} \right)^{3/10} = 1,72$$

No se va a considerar carga axial en el cálculo a carga estática, se considerará solamente para el cálculo a carga dinámica.

Este modelo de rodamiento que se ha seleccionado tiene una velocidad límite de 500rpm que es mucho mayor que velocidad de giro del eje.

La relación $\frac{C}{P}$ calculada servirá para los dos rodamientos del eje.

Con el rodamiento ya escogido y conocidos sus valores característicos se va a realizar el cálculo a carga estática y a carga dinámica.

3.3.1. Carga estática

$$C_0 = 10600 \text{ KN}$$

Los valores característicos del rodamiento son:

$$X_0 = 1$$

$$Y_0 = 1,8$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rad} + Y_0 \cdot F_{cax} = 1 \cdot 877,771 + 1,8 \cdot 388,04 = 1576,25 \text{ KN}$$

$$f = \frac{C_0}{P_0} = \frac{10600}{1576,25} = 6,725$$

Al ser el valor de $f = 6,725 \gg 1$ se demuestra que el rodamiento tiene mas que suficiente capacidad estática para soportar las cargas que le afectan.

3.3.2 Carga dinámica

$$C = 6200 \text{ KN}$$

$$X = 1$$

$$Y = 1,8$$

$$\begin{aligned} P &= X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{cax} = 1 \cdot 877,771 + 1,8 \cdot 388,04 \\ &= 1576,25 \text{ KN} \end{aligned}$$

$$\frac{C}{P} = 1,72$$

$$C = P \cdot 1,72 = 2711,17 \text{ KN}$$

Como $C = 2711,17 < 6200$ el rodamiento soportará la sollicitación dinámica.

3.3.3 Calculo de horas de servicio

La vida del rodamiento será:

$$L = \frac{C}{P}^p = \left(\frac{6200}{1576,25} \right)^{10/3} \approx 96 \text{ millones de revoluciones}$$

En horas:

$$L_{hs} = \frac{L \cdot 10^6}{N \cdot 60} = \frac{96 \cdot 10^6}{14,42 \cdot 60} = 110.957 \text{ horas}$$

El aerogenerador funciona 6921horas al año

$$t_{años} = \frac{110957}{6921} \approx 16 \text{ años}$$

Por lo tanto será necesario revisar o reemplazar el rodamiento más o menos un poco después de la mitad del ciclo de vida del aerogenerador.

3.4 Rodamiento del lado de la multiplicadora

Este rodamiento se sitúa en el apoyo B del eje por lo que solo soportará una única carga radial.

$$F_{rad} = 1819,96 \text{ KN}$$

El rodamiento está situado justo antes de la entrada del eje a la multiplicadora. La parte final del eje irá insertada en la entrada de la multiplicadora. Dicha inserción o acoplamiento no será objeto de estudio en este proyecto.

Al igual que en el anterior rodamiento se cuenta con espacio suficiente para la colocación del rodamiento por lo que el espacio no será un factor restrictivo en la elección del rodamiento.

Dado que en el apoyo B el rodamiento solo soportará carga radial el rodamiento escogido es un rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera, modelo NU 2080 ECMA del fabricante SKF.

La velocidad límite del modelo NU 2080 ECMA es de 1390 rpm, muy por encima de la velocidad de giro del eje.

Con el rodamiento ya escogido y conocidos sus valores característicos se va a realizar el cálculo a carga estática y a carga dinámica.

- Productos** ▲
- Rodamientos, unidades y soportes ▲
- Rodamientos de rodillos ▲
- Rodamientos de rodillos cilíndricos** ○
- Tablas de productos
- > Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos
- > Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos sin aro interior
- > Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos, INSOCOAT
- > Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos con Solid Oil
- > Rodamientos de dos hileras de rodillos cilíndricos
- > Rodamientos de cuatro hileras de rodillos cilíndricos
- > Rodamientos de seis hileras de rodillos cilíndricos
- > Rodamientos de más hileras

Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos

[Tolerancias](#) , consulte [texto](#)
 Juego radial interno, [agujero cilíndrico](#) , [agujero cónico](#) , [sin obturar](#) , consulte [texto](#)
[Ajustes recomendados](#)
[Tolerancias del eje y del soporte](#)

[+ Buscar un distribuidor](#)
[+ Contactar](#)

[+ Cálculo](#)

[+ Imprimir](#)

[+ Modelo CAD](#)
[+ Vista en 3D](#)

[Sistema en pulgadas \(británico\)](#)
[Sistema métrico](#)

[+ Ver tabla completa](#)

| Dimensiones principales | | | Capacidades de carga básica | Designación | Aro angular |
|-------------------------|-----|-----|-----------------------------|----------------------------|--------------|
| d | D | B | dinámica C | estática C ₀ | Designación |
| mm | | | kN | | |
| 400 | 600 | 118 | 2200 | 4750 | NU 2080 ECMA |

Factor de cálculo
 k_f 0,14





3.4.1 Carga estática

$$C_0 = 4750 \text{ KN}$$

El valor característico par este caso será:

$$X_0 = 1$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rad} = 1 \cdot 553 = 553 \text{ KN}$$

$$f = \frac{C_0}{P_0} = \frac{4750}{553} = 8,6$$

Al ser el valor de $f = 8,6 \gg 1$ se demuestra que el rodamiento tiene mas que suficiente capacidad estática para soportar las cargas que le afectan.

3.3.2 Carga dinámica

$$C = 2200 \text{ KN}$$

$$X = 1$$

$$P = X \cdot F_{rad} = 1 \cdot 553 = 553 \text{ KN}$$

$$\frac{C}{P} = 1,72$$

$$C = P \cdot 1,72 = 951,2 \text{ KN}$$

Como $C = 951,2 < 2200$ el rodamiento soportará la sollicitación dinámica.

3.3.3 Calculo de horas de servicio

La vida del rodamiento será:

$$L = \frac{C}{P}^p = \left(\frac{2200}{553}\right)^{10/3} \approx 99,77 \text{ millones de revoluciones}$$

En horas:

$$L_{hs} = \frac{L \cdot 10^6}{N \cdot 60} = \frac{99,77 \cdot 10^6}{14,42 \cdot 60} = 115.314 \text{ horas}$$

El aerogenerador funciona 6921horas al año

$$t_{años} = \frac{115314}{6921} \approx 16,7 \text{ años}$$

Por lo tanto será necesario revisar o reemplazar el rodamiento más o menos un poco después de la mitad del ciclo de vida del aerogenerador.

4. DESCRIPCION DEL MECANIDADO Y DEL CODIGO.

4.1 Máquina utilizada:

TORNO ECHEA HF1600 x 6000

Características:

Visualizador de 2 ejes 3 lunetas (2 fijas Y 1 móvil) plato liso de 4 garras D-1200 mm

| | |
|---|-----------------------|
| Referencia | 017031 |
| Marca | ECHEA |
| Modelo | 1600 x 6000 |
| Diámetro admitido sobre la bancada | 1600mm |
| Diámetro admitido sobre el banco | 1200mm |
| Distancia entre puntos | 6000mm |
| Anchura bancada | 1000mm |
| Diámetro agujero principal admitido sobre el escote | 2000mm |
| Medidas exteriores | 8500 x 2200 x 2150 mm |
| Peso | 20.000 Kg |

Imágenes:









4.2 Descripción del código y herramientas de mecanizado.

N00M00 : Función del programa del eje rotor

N10G90G00G07G71G40G95 . Preparatoria de la pieza

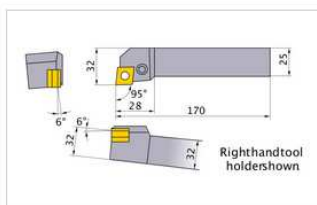
N20M0 : Pieza con 5mm de demasía



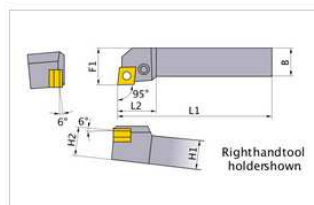
N40M0M5 : Cambiar herramienta PCLNR-3225P12



- Tipo de fijación por palanca
- Norma ISO.
- Varias formas de portaherramientas.
- Apta para corte de ligero a pesado.
- Placa negativa económica.



Tipo [Extendido]



Tipo [Extendido]

| Diámetro | |
|--------------------|----------|
| Mano | R |
| Existencia | ● |
| Unidad de longitud | M |
| B | 25 |
| L1 | 170 |
| L2 | 28 |
| H1 | 32 |
| H2 | 32 |
| F1 | 32 |
| Número de dientes | 1 |
| Insertar número | CN__1204 |

Existencia

●:Existencia en Europa

□:A fabricar según demanda

▲:Existencia en Europa Será reemplazado por nuevos productos.

★:Existencia en Japón

N50T1.1 : Código portaherramientas.

N60G0G40X700Z10 : Aproximamiento.

N70G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N80G96F0.5S80M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N90G41GX360Z10 : Operaciones de Desbaste

N100G1X360Z-215

N110X370Z-222

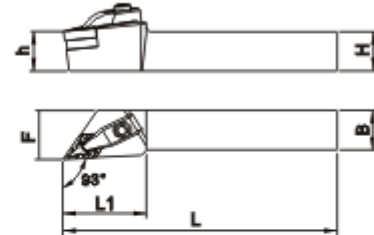
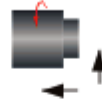
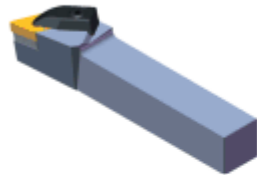
N120X370Z-710

N130G40GX700Z10 : Retirada de herramienta

N140M0M5 : Cambiar herramienta DDJNR-3232P15

★ DDJNR/L

DDJNR/L SERIES (TURNING , FACEING)



(R) RIGHT HAND SHOWN

| MODEL NO. | | SIZE | | | | | | | | | | | | |
|-----------|---------|------|----|-----|----|----|--------|-------|--------|---------|----------|--------|------------|--|
| | | H | B | L | L1 | F | | | | | | | | |
| | 2020K15 | 20 | 20 | 125 | 38 | 25 | | | | | | | | |
| DDJNR | 2525M15 | 25 | 25 | 150 | 38 | 32 | DK1028 | TH815 | YS-520 | MS-4080 | T15 S4.0 | DD1504 | DN..1504.. | |
| | 3232P15 | 32 | 32 | 170 | 38 | 40 | | | | | | | | |

N150T2.2 : Código portaherramientas.

N160GG40X600Z10 : Aproximamiento.

N170G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N180G96F0.5S80M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N190GX380Z-420 : Operaciones de Desbaste.

N200G41G1X370Z-430

N201X360.5Z-484.8

N202X360.5Z-615

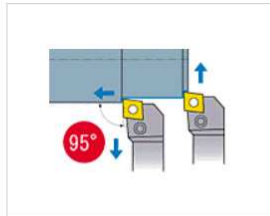
N203G0G40X600Z-500M5M0 : Retirada de herramienta y cambio de herramienta

PCLNR-3232P16

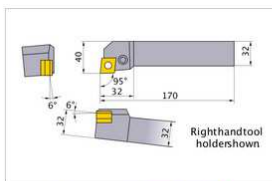
PCLNR3232P16



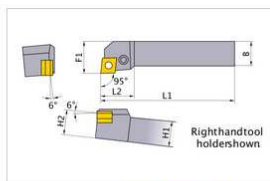
Product Information



- Lever lock type.
- ISO standard.
- Various holder shapes.
- Suitable for light to heavy cutting.
- Economical negative insert.



Type [Outspread]



Type [Outspread]

| Diameter | |
|-----------------|---------|
| Hand | R |
| Stock | ● |
| Unit of Length | M |
| B | 32 |
| L1 | 170 |
| L2 | 32 |
| H1 | 32 |
| H2 | 32 |
| F1 | 40 |
| Number of Teeth | 1 |
| Insert Number | CN_1606 |

Stock

- : Inventory maintained.
- : Non stock, produced to order only.
- ▲: Inventory maintained. To be replaced by new products.
- ★: Inventory maintained in Japan.

N204T6.6 : Código portaherramientas

N205G0G40X600Z-500 : Aproximamiento.

N206G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N207G96F0.75S90M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N208G0X365Z-585 : Operaciones de desbaste.

N209G41G01X360.5Z-589

N210G1X360.83Z-4512.9

N220X364.83Z-4544.05

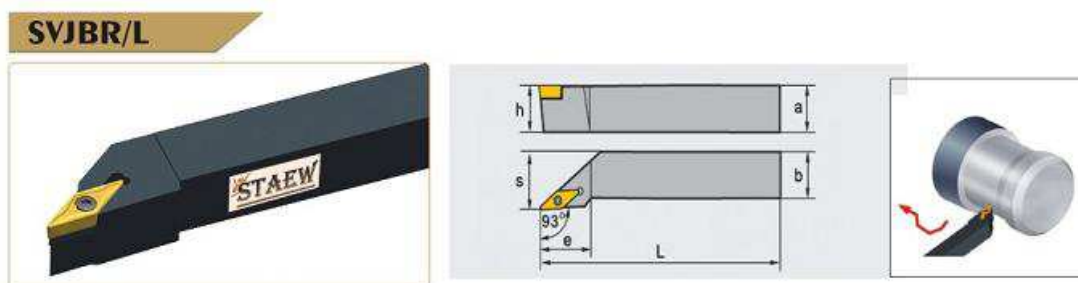
N230X368.8Z-4558.8

N240X380Z-4558.8

N250G40GX600Z-500 : Retirada de herramienta.

N2000M0M5 : Cambiar herramienta (ACABADO)

N2010M0M5 : Poner herramienta SVJBR-3225P16 para refrentado.



| Type | Stock | | Basic dimensions (mm) | | | | | | Screw | Shim | Shim Screw | Wrench |
|-------------------|-------|---|-----------------------|----|-----|----|----|----|---------------|-------|----------------|-------------------|
| | R | L | a | b | L | h | s | e | | | | |
| SVJBR/L 1212 F 11 | ▲ | ▲ | 12 | 12 | 80 | 12 | 16 | 27 | I60M2.5 X 6.5 | - | - | WT 07IP |
| SVJBR/L 1616 H 11 | ▲ | ▲ | 16 | 16 | 100 | 16 | 20 | 27 | | | | |
| SVJBR/L 2020 K 11 | ▲ | ▲ | 20 | 20 | 125 | 20 | 25 | 27 | | | | |
| SVJBR/L 2525 M 11 | ▲ | ▲ | 25 | 25 | 150 | 25 | 32 | 27 | | | | |
| SVJBR/L 1616 H 16 | ▲ | ▲ | 16 | 16 | 100 | 16 | 20 | 36 | I60M3.5 X 12 | V16BS | SM5 X 8.65 X A | WT 15IP WH 35L |
| SVJBR/L 2020 K 16 | ▲ | ▲ | 20 | 20 | 125 | 20 | 25 | 41 | | | | |
| SVJBR/L 2525 M 16 | ▲ | ▲ | 25 | 25 | 150 | 25 | 32 | 41 | | | | |
| SVJBR/L 3225 P 16 | ▲ | ▲ | 32 | 25 | 170 | 32 | 32 | 41 | | | | |

▲ Stock available △ Produce according to order

N2020T3.3 : Código portaherramientas

N2030G0G40X400Z6 : Aproximamiento.

N2040G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N2050G96F0.3S80M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N2060G0X380Z5 : Operaciones de refrentado.

N2070G1X377Z0F0.9

N2080G1X81.5F0.35

N2090G1X82.5Z0.5

N2100G0G40X600Z10 : Retirada de herramienta.

N2110M0M5(CAMBIAR HTA T1.1)

N2120T1.1 : Código portaherramientas (ACABADO D358 Y D368 PCLNR-3225P12)

N2130GG40X600Z10 : Aproximamiento.

N2140G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N2150G96F0.25S120M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N2160GX362Z10 : Operaciones de acabado.

N2170G1G41X358.110Z5F0.9

N2180G1X358Z-215F0.25

N2190G3X360.056Z-217.26I3K0 : Operación con redondeo.

N2200G1X364.706Z-219.15

N2210G2X368.2Z-223I-3.353K-3.842 : Operación con redondeo.

N2220GG40X400Z-200M0

N2230GX372Z-200

N2240G1G41X368.067Z-205

N2250G1X368Z-445

N2260GG40X500Z10M0

N2270GG41X344.2Z8

N2280G1X344.2Z0.1

N2290G2X351.7074Z-2.518I0K-4 : Operación con redondeo.

N2300G1X355.7366Z-7.9898

N2310G2X358.2Z-14.9I-18.7683K-6.9102 : Operación con redondeo.

N2320GG40X800Z10 : Retirada de herramienta.

N2330M0M5 : Cambiar herramienta.

N2340T2.2(ACABADO D358.5 DDJNR-3232P15)

N2350GG40X650Z-400 : Aproximamiento.

N2360G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N2370G96F0.4S100M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N2380GX374Z-420 : Operaciones de acabado.

N2390G01G41X370Z-425

N2400G1G05X368Z-430F0.25

N2410G2X367.42Z-431.27R3

N2415G3X358.50Z-484.8R300

N2420G1G05X358.50Z-600

N2421G1X358.53Z-612

N2422G0G07G40X600Z-550 : Retirada de herramienta.

N2423M0M5 : Cambiar herramienta PCLNR-3232P16

N2424T6.6 : Código portaherramientas . (ACBADO D 358)

N205G0G40X600Z-500 : Aproximamiento.

N206G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N207G96F0.75S90M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N208G0X365Z-58 : Operaciones de acabado.

N209G41G01X360.5Z-589

N210G1X360.83Z-4512.9

N220X364.83Z-4544.05

N230X368.8Z-4558.8

N240X380Z-4558.8

N250G40GX600Z-500 : Retirada de herramienta.

N2000M0M5 : Cambiar herramienta SVJBR-3225P16

N2010M0M5

N2020T3.3 : Código portaherramientas .

N2030G0G40X400Z6 : Aproximamiento.

N2040G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N2050G96F0.3S80M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N2060G0X380Z5 : Operaciones de refrentado cara pequeña.

N2070G1X377Z0F0.9

N2080G1X81.5F0.35

N2090G1X82.5Z0.5

N2100G0G40X600Z10 : Retirada de herramienta.

N2110M0M5 : Cambiar herramienta PCLNR-3225P12

N2120T1.1 : Código portaherramientas . (ACABADO D358)

N2130GG40X600Z10 : Aproximamiento.

N2140G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N2150G96F0.25S120M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N2160GX362Z10 : Operaciones de acabado.

N2170G1G41X358.110Z5F0.9

N2180G1X358Z-215F0.25

N2190G3X360.056Z-217.26I3K0 : Operación con redondeo.

N2200G1X364.706Z-219.15

N2210G2X368.2Z-223I-3.353K-3.842 : Operación con redondeo.

N2220GG40X400Z-200M0

N2230GX372Z-200

N2240G1G41X368.067Z-205

N2250G1X368Z-445

N2260GG40X500Z10M0

N2270GG41X344.2Z8

N2280G1X344.2Z0.1

N2290G2X351.7074Z-2.518I0K-4 : Operación con redondeo.

N2300G1X355.7366Z-7.9898

N2310G2X358.2Z-14.9I-18.7683K-6.9102 : Operación con redondeo.

N2320GG40X800Z10 : Retirada de herramienta.

N2330M0M5 : Cambiar herramienta DDJNR-3232P15

N2340T2.2 : Código portaherramientas . (ACABADO D358.5)

N2350GG40X650Z-400 : Aproximamiento.

N2360G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N2370G96F0.4S100M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N2380GX374Z-420 : Operaciones de acabado.

N2390G01G41X370Z-425

N2400G1G05X368Z-430F0.25

N2410G2X367.42Z-431.27R3

N2415G3X358.50Z-484.8R300

N2420G1G05X358.50Z-600

N2421G1X358.53Z-612.

N2422G0G07G40X600Z-550 : Retirada de herramienta.

N2423M0M5 : Cambiar herramienta.

N2424T6.6 : Código portaherramientas . (ACBADO D 358)

N2425G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N2426G96F0.7S90M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N2427G0G40X365Z-612 : Operaciones de acabado.

N2428G01G41X358.50Z-612F0.4 :

N2440G1X358.47Z-750F0.4

N2450G1X358.70Z-4356.7F0.8

N2460G1X358.70Z-4506.7F0.4

N2470G1X358.70Z-4509.0F0.15

N2475G01X367Z-4509.0F0.4

N2477G01X373Z-4560

N2480G0G40X1000Z-300 : Retirada de herramienta.

N2490M0M5 : Girar el eje.

N2500M0M5 : Girar el eje y cambiar herramienta PCLNR-3225P12.

N3000T1.1 : Código portaherramientas . (DESBASTE CONO PCLNR-3225P12)

N3010GG40X500Z10 : Aproximamiento.

N3020G92S120 : Selección de velocidad del cabezal.

N3030G96F0.5S80M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N3040G41GX354.544Z10 : Operaciones de desbaste.

N3050G1X368.5Z-389.82

N3060X368.5Z-441

N3070G40GX700Z10 : Retirada de herramienta.

N3080M0M5 : Cambiar herramienta SVJBR-3225P16

N3090T3.3 : Código portaherramientas.

N3100GG40X600Z10 : Aproximamiento.

N3110G92S100 : Selección de velocidad del cabezal.

N3120G96F0.2S90M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N3130GX380Z5 : Operaciones de refrentado en la cara de cono.

N3140G01X378Z0F0.35

N3150G1X180Z0

N3155G01X181Z0.2

N3160GG40X600Z0.4

N3170M0M5 : Cambiar herramienta PCLNR-3225P12

N3180T1.1 : Código portaherramientas .

N3190GG40X500Z10 : Aproximamiento.

N3200G92S100 : Selección de velocidad del cabezal.

N3210G96F0.2S100M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N3220GX400Z10 : Operaciones acabado cono.

N3230X330Z35

N3240G41G01X340Z10F1.5

N3250G1X352.617Z10F0.9

N3252G01X352.967Z0F0.4

N3254G01X352.967Z-7F0.25

N3256G01X353.213Z-7

N3260G1X366.54Z-389.9F0.45

N3270G1X366.54Z-415F0.25

N3280GG40X400Z10

N3281G0X340Z35

N3282G41G01X340Z10F1.5

N3283G01X352.617Z10F0.2

N3284G01X352.967Z0

N3285G01X352.967Z-7

N3286G01X353.213Z-7

N3287G01X366.54Z-389.9

N3288G01X366.54Z-415

N3289G0G40X400Z10

N3290G0G41X339.654Z8

N3300G1X339.654Z0.1F0.15

N3310G2X347.1614Z-2.518I0K-4 : Operación de redondeo.

N3320G1X351.1906Z-7.9898

N3330G2X353.654Z-14.9I-18.7683K-6.9102 : Operación de redondeo.

N3340GG40X500Z10 : Retirada de herramienta.

N3350M0M5 : Cambiar herramienta DDJNR-3232P15

N3360T2.2 : Código portaherramientas . (RADIO 15-300)

N3370GG40X500Z-385 : Aproximamiento.

N3380G92S100 : Selección de velocidad del cabezal.

N3390G96F0.2S100M42M3 : Selección de condiciones de corte y orden de marcha del cabezal.

N3400G41GX369.5Z-385 : Operaciones (RADIO 15-300)

N3410G1X366.50Z-389.9

N3420G2X365.04Z-394.50R15

N3430G3X358.50Z-441.8R300

N3440G1G05X358.50Z-460

N3445G01X358.70Z-485

N3450G40GX800Z-400

N9500M30 : Fin del programa.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE ROTOR PRINCIPAL
DE UN AEROGENERADOR

BLIBIOGRAFIA

Iván Pérez Díez

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 15/11/2013

BLIBIOGRAFIA:

Dinámica de aerogeneradores: Parte 1ª: Tecnología de aerogeneradores. Departamento de Ingeniería mecánica, energética y de materiales. D.Enneko Gamboa Medarde.

U.P.N.A.

“Diseño de elementos de Máquinas”. Robert L. Mott, Virgilio González y Pozo.

Editorial Pearson.

Diseño de máquinas I. Departamento: Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales.

Virginia Badiola Urquiola.

UNE-EN 61400-1 2006.

UNE-EN 61400-2 2007.

FAGOR AUTOMATION CNC 8025 T, TS Nuevas Prestaciones (Ref. 0107cas).

Para el cálculo de rodamientos: Programa de cálculo en web de skf:

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/calculation/calculationIndex.jsp?lang=es>

Iván Pérez Díez

Pamplona, 15/11/2013

Firma:



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE ROTOR PRINCIPAL
DE UN AEROGENERADOR

CALCULOS

Iván Pérez Díez

Vanesa Estremera Carrera

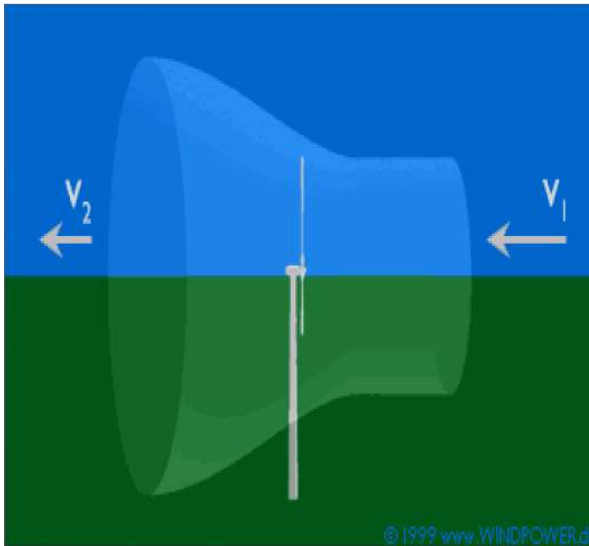
Pamplona, 15/11/2013

1. DESARROLLO TEORICO DE POTENCIA EOLICA Y LEY DE BETZ

1.1 Coeficiente de potencia C_p . Potencia de una turbina.

La fracción de la energía del viento que una turbina convierte en la práctica en energía mecánica de rotación es el coeficiente de potencia C_p de esa turbina.

$$\text{Potencia de una turbina} = C_p \cdot \text{Potencia del viento} = C_p \frac{1}{2} \rho A v^3$$



Una turbina nunca puede extraer toda la energía cinética del viento, puesto que el aire no se para al atravesar la turbina sino que disminuye su velocidad, disminuye su velocidad de v_1 a v_2 . La sección del tubo de corriente aumenta por conservación de la masa.

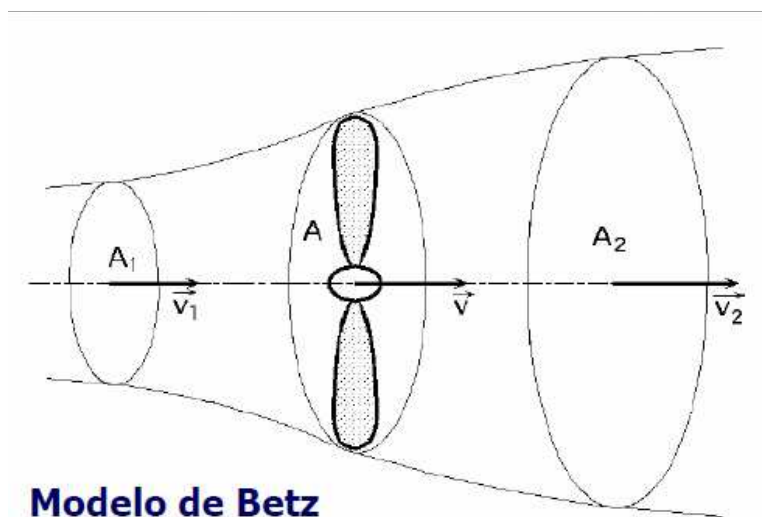
1.2 Límite de Betz

Considerando el tubo de corriente de la figura. Se supone barlovento de hélice al aire que circula a velocidad v_1 y atraviesa el área A_1 y sotavento al lado atravesado por el

aire a v_2 y por A_2 . En el plano que contiene la hélice, la sección transversal batida por la misma es el área del rotor A siendo v su velocidad (velocidad útil).

El caudal másico es constante por el principio de conservación de la energía:

$$Q_m = \rho Q = \rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2 = \rho v A$$



Se puede explicar la potencia útil transferida por el viento a la turbina de dos formas:

- Pérdida, por unidad de tiempo, de energía cinética del viento al pasar por la hélice:

$$P_{util} = \frac{-\Delta E_k}{\Delta_t} = \frac{E_{k1} - E_{k2}}{\Delta_t} = \frac{1/2 \rho A d (v_1^2 - v_2^2)}{\Delta_t} = 1/2 \rho A v (v_1^2 - v_2^2)$$

Donde se ha utilizado argumentos y variables anteriores.

- El trabajo generado, por unidad de tiempo, por la fuerza del viento (igual, por las leyes 2ª y 3ª de Newton, a menos la tasa de cambio en la cantidad de movimiento del aire al pasar por la hélice) sobre A:

$$P_{util} = F v = \frac{\rho A d (v_1 - v_2)}{\Delta_t} v = \rho A v^2 (v_1 - v_2)$$

Nótese que, por la 3ª ley de Newton:

Fuerza del viento = Fuerza sobre el viento=

$$= m(v_2 - v_1) / \Delta_t = \rho A v (v_1 - v_2)$$

De las ecuaciones anteriores tenemos que:

$$1/2 \rho A v (v_1^2 - v_2^2) = \rho A v^2 (v_1 - v_2)$$

$$v = \frac{(v_1 + v_2)}{2}$$

Es decir en el modelo de Betz, y para que las ecuaciones anteriores sean consistentes entre sí, la velocidad del viento en el plano de la hélice (velocidad útil) es la media de las velocidades del viento antes y después es la misma.

Si se introduce este resultado en la primera ecuación y haciendo el cambio $v_2 = bv_1$:

$$P_{util} = 1/2 \rho A \frac{(v_1 + bv_1)}{2} (v_1^2 - (bv_1)^2) = 1/4 \rho A v_1^3 (1 + b)(1 - b^2)$$

(Ec. 1)

Siendo $0 < b < 1$

El valor máximo para la potencia se obtiene haciendo:

$$\frac{dP_{util}}{db} = 0$$

Lo que nos deja:

$$(1 - b^2) + (1 + b)(-2b) = (1 + b)(1 - 3b) = 0$$

De donde se obtiene que $b = -1$ (no tiene sentido físico) y

$$b = 1/3$$

Lo que implica que

$$v_2 = 1/3 v_1$$

Sustituyendo en 1:

$$P_{util} = \left(\frac{16}{27}\right) \frac{1}{2} \rho A v_1^3$$

Es decir, el coeficiente de potencia máximo (ideal) de una turbina eólica es:

$$\text{Limite de Betz} = \frac{16}{27} \approx 59\%$$

2. DIMENSIONADO DEL EJE

2.1 Cálculo de la velocidad del rotor

Para realizar el cálculo de la velocidad de giro del rotor es necesario determinar un parámetro de diseño λ_d denominado “TRS” (en ingles tip speed ratio) cuyo valor lo determina el fabricante de las palas.

$$\lambda_d = 7,5$$

La velocidad media del viento en el lugar elegido es:

$$v_m = 8,61 m/s$$

$$D_{rotor} = 85,5 m$$

$$N = \frac{\lambda_d \cdot 60 \cdot v_m}{\pi \cdot D_{rotor}} = 14,42 r.p.m.$$

2.2 Estudio de cargas

Existen muchos factores que afectan a las cargas que actúan sobre un aerogenerador por lo que en este proyecto se va a considerar que el aerogenerador se encuentra en un estado de producción de energía y en una situación de operación normal.

Para realizar el estudio de cargas será necesario definir una carga de diseño según determina la normas *UNE-EN 61400-1 2006* [1.1] y *UNE-EN 61400-2 2007*.

$$Q_d = \frac{30 \cdot P}{\eta \cdot \pi \cdot N}$$

A esta carga le afectara un rendimiento mecánico que actúa como coeficiente de seguridad. Según la norma [1.1]: $\eta=0,75$ para aerogeneradores de más de 100.000w.

Conocido el valor de la carga de diseño se puede determinar el valor del momento torsor que se aplica en la entrada del tren de potencia. Según [1.1]:

$$T = Q_d + 2 \cdot m_r \cdot g \cdot e_r = 1474,56 + 177,2 = 1651.76 \text{ N.m}$$

Donde m_r es la masa total del rotor, la cual es la suma de la masa de las tres palas y del buje.

$$m_r = 3 \cdot 9000 + 6100 = 33100 \text{ Kg}$$

Donde e_r es un coeficiente que depende del radio del rotor eólico

$$e_r = 0,005 \cdot R = 0,005 \cdot 42,75 = 0,2145$$

Para determinar la fuerza axial se usará la expresión:

$$F_{ax} = \frac{3 \lambda_d \cdot Q_d}{2 R}$$

La fuerza vertical cortante se calcula directamente por la ecuación:

$$F_v = m_r \cdot g$$

El Momento flector se determina mediante la siguiente formula recogida en [1.1]:

$$M_f = 2 \cdot m_r \cdot g \cdot D_A + \frac{R}{6} \cdot F_{ax}$$

Donde D_A es la distancia del rodamiento A al buje que será un dato conocido y será fijado en 2.3.1

En la norma existen dos coeficientes de seguridad los cuales se aplican al valor de la resistencia a fluencia del material elegido mediante el criterio de carga estática.

- Coeficiente parcial para materiales $\gamma_m = 3$
- Coeficiente parcial de cargas $\gamma_f = 3$

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

2.2.1 Resumen de solicitaciones sobre el eje de baja

Fuerza axial:

$$F_{ax} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda_d \cdot Q_d}{R} = \frac{3}{2} \cdot \frac{7,5 \cdot 1474,56}{42,75} = 388.040 \text{ N}$$

Se tomará $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ para todos los cálculos.

Fuerza cortante:

$$F_v = m_r \cdot g = 33100 \cdot 9,81 = 324.771 \text{ N}$$

Se establece la distancia en:

$$D_A = 1,7 \text{ m}$$

Momento flector:

$$\begin{aligned} M_f &= 2 \cdot m_r \cdot g \cdot D_A + \frac{R}{6} \cdot F_{ax} = 2 \cdot 33100 \cdot 9,81 \cdot 1,7 + \frac{42,75}{6} \cdot 388,04 \\ &= 1.106.782,19 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Momento Torsor:

$$T = Q_d + 2 \cdot m_r \cdot g \cdot e_r = 1474,56 + 139,3 = 1613,86 \text{ KN.m}$$

2.3 Cálculos del dimensionado a carga estática:

2.3.2 Coeficientes de seguridad

Los coeficientes de seguridad quedaron fijados en 2.3

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f} = \frac{900}{3 \cdot 3} = 100 \text{ Mpa}$$

2.3.3 esfuerzos principales

A continuación se van a determinar los valores de los esfuerzos principales que actúan sobre el eje, los cuales son una combinación de las diferentes cargas que actúan sobre él.

Con los valores de los esfuerzos principales y realizando las interacciones pertinentes se va a calcular el diámetro del eje.

Para calcular el esfuerzo normal se realiza la suma del esfuerzo proveniente de la carga axial con el esfuerzo que produce el momento flector.

Para el cálculo del esfuerzo cortante se tienen en cuenta únicamente el momento torsor que actúa sobre el eje.

- Esfuerzo normal:

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot F_{ax}}{\pi \cdot \theta^2} + \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \theta^3} = \frac{4 \cdot 388,04}{\pi \cdot \theta^2} + \frac{32 \cdot 1658,97 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3}$$

(Ec. 2.4.3.1)

- Esfuerzo tangencial:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \theta^3} = \frac{16 \cdot 1613,86 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3}$$

(Ec. 2.4.3.2)

Los esfuerzos principales se hallan con la siguiente expresión:

$$\sigma_1 \sigma_2 = \frac{\sigma_n}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_n}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

(Ec. 2.4.3.3)

Se sustituyen las expresiones de σ_n y τ_{xy} en la ecuación anterior para realizar el cálculo.

$$\sigma_1 \sigma_2 = \frac{2 \cdot 388,04}{\pi \cdot \theta^2} + \frac{16 \cdot 1658,97 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3} \pm \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 388,04}{\pi \cdot \theta^2} + \frac{16 \cdot 1658,97 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 1613,86 \cdot 10^3}{\pi \cdot \theta^3}\right)^2}$$

(Ec 2.4.4.4)

Se realiza el cálculo de los esfuerzos principales e función del diámetro.

Con el valor de las propiedades mecánicas del material se va a determinar el valor del diámetro del eje mediante un proceso de interacción. Se utilizarán los métodos de “Teoría de la energía de Distorsión”, en adelante Criterio de Von Misses, y la “Teoría del esfuerzo cortante máximo” y Criterio de Tresca. Se determinará el valor del diámetro más conservador que ofrezcan los diferentes métodos de Tresca y Von Misses.

2.3.4 Criterio de Tresca

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

(Ec 2.4.4.5)

Sustituyendo (2.4.4.4) en la ecuación anterior:

$$\frac{4}{\pi \cdot \theta^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot \theta)^2 + 64 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

(Ec 2.4.4.6)

$$\frac{4}{\pi \cdot \theta^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot 1658,97 \cdot 10^3 + 388,04 \cdot \theta)^2 + 64 \cdot 1613,86 \cdot 10^3} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

Se ha calculado la solución para el diámetro según el criterio de Tresca con un valor de:

$$\theta_{Tresca} = 379 \text{ mm}$$

2.3.5 Criterio de Von Misses

$$(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

(Ec 2.4.4.7)

Sustituyendo (2.4.4.4) en la ecuación anterior:

$$\frac{4}{\pi \cdot \theta^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot M_f + F_{ax} \cdot \theta)^2 + 48 \cdot T^2} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

(Ec 2.4.4.8)

$$\frac{4}{\pi \cdot \theta^3} \cdot \sqrt{(8 \cdot 1658,97 \cdot 10^3 + 388,04 \cdot \theta)^2 + 64 \cdot 1613,86 \cdot 10^3} \geq \frac{S_y}{\gamma_m \cdot \gamma_f}$$

En el caso del criterio de Von Misses el valor del diámetro que se obtiene es ligeramente menor que con el criterio anterior.

$$\theta_{Von \text{ Misses}} = 374 \text{ mm}$$

Se escogerá un valor algo mayor para el diámetro del eje yaqué de esta manera se asegurará algo más su fiabilidad.

$$\theta_{eje} = 395 \text{ mm}$$

2.4 Cálculos de comprobación a fatiga:

Para realizar la comprobación a fatiga se va a hacer una selección de factores de corrección para resistencia a fatiga del material. Se comprobará con el valor del diámetro del eje obtenido anteriormente.

2.5.1 Cargas actuantes

En esta sección no se tendrá en cuenta la fuerza axial que actúa sobre el eje y que si ha sido considerada anteriormente. No se tendrá en cuenta ya que se va a considerar que el eje está sometido a flexión invertida y torsión constante para la comprobación a fatiga.

- Fuerza axial

Como se señalado anteriormente, la componente axial del empuje del viento no será considerada en el análisis a fatiga.

- Par torsor

El par torsor al que está sometido el eje tiene un valor constante, por lo que:

$$T_{Max} = 1613,86 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$T_{Min} = 1613,86 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$T_a = \frac{T_{Max} - T_{Min}}{2} = \frac{1613,86 - 1613,86}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

(Ec 2.4.4.9)

$$T_m = \frac{T_{Max} + T_{Min}}{2} = \frac{1613,86 + 1613,86}{2} = 1613,86 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

(Ec 2.4.4.10)

- Momento flector

La flexión producida en el eje es completamente invertida, por lo que:

$$M_{fMax} = 1658,97 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$M_{fMin} = -1658,97 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$M_{fm} = \frac{M_{fMax} - M_{fMin}}{2} = \frac{1658,97 - (-1658,97)}{2} = 1658,97 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

(Ec 2.4.4.11)

$$M_a = \frac{M_{fMax} + M_{fMin}}{2} = \frac{1658,97 + (-1658,97)}{2} = 0 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

(Ec 2.4.4.12)

2.5.2 Factores del límite a fatiga

En el cálculo del límite a fatiga del , se empleara la siguiente expresión que se obtiene de [1.1]:

$$S_e' = 0,5 \cdot Su$$

Dónde:

- S_e' es el límite a fatiga bajo condiciones ideales.
- Su es la resistencia última del material.

$$S_e' = 0,5 \cdot Su = 0,5 \cdot 1300 = 650 \text{ Mpa}$$

Este límite ha de ser corregido con una serie de coeficientes para la obtención del límite a fatiga modificado, para posteriormente realizar las comprobaciones necesarias:

$$S_e = k_g \cdot k_b \cdot k_a \cdot k_c \cdot k_d \cdot S_e'$$

Factores de modificación:

- Factor de tamaño k_b

$$k_b = 0,809 \cdot \theta^{-0,112} \quad 0,3 \text{ pulg} < \theta < 10 \text{ pulg}$$

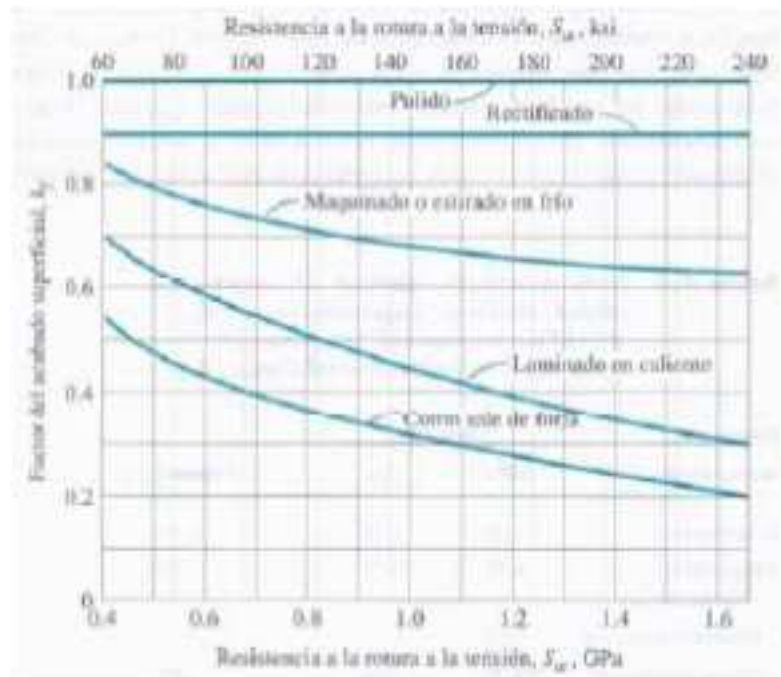
$$k_b = 1 \quad \theta \leq 8 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,189 \cdot \theta^{-0,112} \quad 8 \text{ mm} < \theta \leq 250 \text{ mm}$$

El diámetro del eje es mayor que 250 mm por lo que se va a emplear un valor de:

$$k_b = 0,65$$

- Factor de acabado de superficie k_a



Para la instalación del rodamiento se tiene que hacer un rectificado en la superficie del eje por lo que el valor de k_a según la figura anterior será de 0,9 que se mantiene constante para toda la superficie del eje.

$$k_a = 0,9$$

- Factor de temperatura k_d

No existen variaciones en la temperatura considerables que puedan afectar al límite de fatiga del material, por lo que:

$$k_d = 1$$

- Factor de efectos diversos k_g

No se tendrán en cuenta: efectos residuales, direccionalidad de la operación, corrosión, recubrimientos electrolíticos ni metalizado por aspersión.

$$k_g = 1$$

- Factor de confiabilidad k_c

La fatiga es un fenómeno estadístico. La distribución de las resistencias a la fatiga es una distribución normal para un número fijo de ciclos con una desviación típica

| Probabilidad de vida (confianza) (%) | k_c |
|--------------------------------------|-------|
| 50 | 1,00 |
| 90 | 0,90 |
| 95 | 0,87 |
| 99 | 0,82 |
| 99,9 | 0,75 |
| 99,99 | 0,7 |

Se tomará un valor de confianza del 99% según recomienda la norma.

$$k_c = 0,82$$

Con los valores de los coeficientes hallados se calculará:

$$S_e = k_g \cdot k_b \cdot k_a \cdot k_c \cdot k_d \cdot S_e' = 1 \cdot 0,65 \cdot 0,9 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 650 = 311,805 \text{ Mpa}$$

- Factor de concentración de tensiones k_e

Se debe considerar inicialmente un valor de concentración de tensiones, el cual debe ser suficiente para considerarse conservador.

Se ha considerado un valor de:

$$k_e = 1,05$$

- Coeficiente de seguridad a fatiga

Con todos los coeficientes ya calculados y con los valores de S_e y del diámetro se va a determinar el coeficiente de seguridad del eje sometido a fatiga.

Se empleara como criterio de falla para hallar el coeficiente de seguridad a fatiga por la Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles (modificación realizada por Peterson):

$$\frac{S_y}{c_s} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_e \cdot \sigma_a\right)^2 + 3 \cdot \left(\tau_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_{es} \cdot \tau_a\right)^2}$$

(Ec 2.4.4.13)

Al no considerarse carga axial la ecuación 2.4.3.1 queda de la siguiente manera:

$$\sigma_n = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \theta^3}$$

(Ec 2.4.4.14)

Con las ecuaciones 2.4.4.14 y 2.4.4.2, la ecuación 2.4.4.13 quedará:

$$c_s = \frac{\pi \cdot \theta^3 \cdot S_y}{32 \sqrt{\left(M_a + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_e \cdot M_{fm}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(T_a + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_{es} \cdot T_m\right)^2}}$$

Si se introducen los valores de las ecuaciones 2.4.4.9, 2.4.4.10, 2.4.4.11, 2.4.4.12, los valores del diámetro y de resistencia del material se hallara el valor del coeficiente de seguridad:

$$c_s = \frac{\pi \cdot 0,395^3 \cdot 900000}{32 \sqrt{\left(0 + \frac{900000}{311805} \cdot k_e \cdot 1658,97\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (1613,86)^2}}$$

S_y y S_e en (KPa).

θ (m).

M y T (KN · m)

$$c_s = 1,081$$

Como el valor de $c_s = 1,081 > 1$ queda comprobado que el esfuerzo a fatiga que afecta al eje es de menor tamaño que el esfuerzo que admite el material elegido.

Para sobredimensionar considerablemente las tensiones aplicadas se han elegido coeficientes y supuestos con este fin. Por lo que se acepta como valido el valor del factor de seguridad y en consecuencia los cálculos y estimaciones que se han adoptado anteriormente

3. CALCULOS DEL DIMENSIONADO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

3.1 Calculo del número de horas de servicio.

La vida del aerogenerador se ha fijado en 25 años pero los rodamientos no se encontraran en funcionamiento ininterrumpidamente durante esos 25 años.

Debido a lo anterior es necesario hacer una estimación del tiempo que el aerogenerador estará inoperativo y restar ese tiempo al total del tiempo de vida del aerogenerador.

Son varias las causas que pueden hacer que el aerogenerador se encuentre parado:

- Parada manual por tareas de mantenimiento
- Existencia de vientos de alta velocidad
- Existencia de vientos de velocidad insuficientes
- Error de funcionamiento
- Parada de emergencia

Tomando como referencia todas estas posibles situaciones se estimará que el aerogenerador estará en funcionamiento continuo el 79% de su vida total.

La vida de funcionamiento de los rodamientos será:

$$t_f = 0,79 \cdot 25 \text{ años} \cdot 365 \frac{\text{dias}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{horas}}{\text{dia}} = 173010 \text{ horas}$$

Anualmente:

$$t_{f0} = 0,79 \cdot 1 \text{ año} \cdot 365 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{horas}}{\text{día}} = 6921 \text{ horas}$$

3.2 Rodamiento principal

Con el rodamiento ya escogido y conocidos sus valores característicos se va a realizar el cálculo a carga estática y a carga dinámica.

3.2.1. Carga estática

$$C_0 = 10600 \text{ KN}$$

Los valores característicos del rodamiento son:

$$X_0 = 1$$

$$Y_0 = 1,8$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rad} + Y_0 \cdot F_{cax} = 1 \cdot 877,771 + 1,8 \cdot 388,04 = 1576,25 \text{ KN}$$

$$f = \frac{C_0}{P_0} = \frac{10600}{1576,25} = 6,725$$

Al ser el valor de $f = 6,725 \gg 1$ se demuestra que el rodamiento tiene mas que suficiente capacidad estática para soportar las cargas que le afectan.

3.2.2 Carga dinámica

$$C = 6200 \text{ KN}$$

$$X = 1$$

$$Y = 1,8$$

$$\begin{aligned} P &= X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{cax} = 1 \cdot 877,771 + 1,8 \cdot 388,04 \\ &= 1576,25 \text{ KN} \end{aligned}$$

$$\frac{C}{P} = 1,72$$

$$C = P \cdot 1,72 = 2711,17 \text{ KN}$$

Como $C = 2711,17 < 6200$ el rodamiento soportará la solicitud dinámica.

3.2.3 Calculo de horas de servicio

La vida del rodamiento será:

$$L = \frac{C}{P}^3 = \left(\frac{6200}{1576,25} \right)^3 \approx 96 \text{ millones de revoluciones}$$

En horas:

$$L_{hs} = \frac{L \cdot 10^6}{N \cdot 60} = \frac{96 \cdot 10^6}{14,42 \cdot 60} = 110.957 \text{ horas}$$

El aerogenerador funciona 6921 *horas* al año

$$t_{años} = \frac{110957}{6921} \approx 16 \text{ años}$$

Por lo tanto será necesario revisar o reemplazar el rodamiento más o menos un poco después de la mitad del ciclo de vida del aerogenerador.

3.3 Rodamiento del lado de la multiplicadora

3.4.1 Carga estática

$$C_0 = 4750 \text{ KN}$$

El valor característico par este caso será:

$$X_0 = 1$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rad} = 1 \cdot 553 = 553 \text{ KN}$$

$$f = \frac{C_0}{P_0} = \frac{4750}{553} = 8,6$$

Al ser el valor de $f = 8,6 \gg 1$ se demuestra que el rodamiento tiene mas que suficiente capacidad estática para soportar las cargas que le afectan.

3.3.2 Carga dinámica

$$C = 2200 \text{ KN}$$

$$X = 1$$

$$P = X \cdot F_{rad} = 1 \cdot 553 = 553 \text{ KN}$$

$$\frac{C}{P} = 1,72$$

$$C = P \cdot 1,72 = 951,2 \text{ KN}$$

Como $C = 951,2 < 2200$ el rodamiento soportará la sollicitación dinámica.

3.3.3 Calculo de horas de servicio

La vida del rodamiento será:

$$L = \frac{C}{P}^p = \left(\frac{2200}{553}\right)^{10/3} \approx 99,77 \text{ millones de revoluciones}$$

En horas:

$$L_{hs} = \frac{L \cdot 10^6}{N \cdot 60} = \frac{99,77 \cdot 10^6}{14,42 \cdot 60} = 115.314 \text{ horas}$$

El aerogenerador funciona 6921 horas al año

$$t_{años} = \frac{115314}{6921} \approx 16,7 \text{ años}$$

Por lo tanto será necesario revisar o reemplazar el rodamiento más o menos un poco después de la mitad del ciclo de vida del aerogenerador.

4. CODIGO DEL PROGRAMA DE MECANIZADO FAGOR 8025

%02809

N00M00(-PROG TOR10809.410-EJE ROTOR-)

N10G90G00G07G71G40G95

N20M0(PIEZA CON 5M/M DE DEMASIA)

N40M0M5(CAMBIAR HTA T1.1)

N50T1.1(DESBASTE D358 D368 PCLNR-3225P12)

N60G0G40X700Z10

N70G92S120

N80G96F0.5S80M42M3

N90G41GX360Z10

N100G1X360Z-215

N110X370Z-222

N120X370Z-710

N130G40GX700Z10

N140M0M5(CAMBIAR HTA T2.2)

N150T2.2(DESBASTE D358.5 DDJNR-3232P15)

N160GG40X600Z10

N170G92S120

N180G96F0.5S80M42M3

N190GX380Z-420

N200G41G1X370Z-430

N201X360.5Z-484.8

N202X360.5Z-615

N203G0G40X600Z-500M5M0

N204T6.6(DESBASTE D358.5 PCLNR-3232P16)

N205G0G40X600Z-500

N206G92S120

N207G96F0.75S90M42M3

N208G0X365Z-585
N209G41G01X360.5Z-589
N210G1X360.83Z-4512.9
N220X364.83Z-4544.05
N230X368.8Z-4558.8
N240X380Z-4558.8
N250G40GX600Z-500
N2000M0M5(ACABADO)
N2010M0M5(POPNER HTA T3.3)
N2020T3.3(REFRENTADO CARA PEQUEA SVJBR-3225P16)
N2030G0G40X400Z6
N2040G92S120
N2050G96F0.3S80M42M3
N2060G0X380Z5
N2070G1X377Z0F0.9
N2080G1X81.5F0.35
N2090G1X82.5Z0.5
N2100G0G40X600Z10
N2110M0M5(CAMBIAR HTA T1.1)
N2120T1.1(ACABADO D358 Y D368 PCLNR-3225P12)
N2130GG40X600Z10
N2140G92S120
N2150G96F0.25S120M42M3
N2160GX362Z10
N2170G1G41X358.110Z5F0.9
N2180G1X358Z-215F0.25
N2190G3X360.056Z-217.26I3K0
N2200G1X364.706Z-219.15
N2210G2X368.2Z-223I-3.353K-3.842
N2220GG40X400Z-200M0
N2230GX372Z-200

N2240G1G41X368.067Z-205
N2250G1X368Z-445
N2260GG40X500Z10M0
N2270GG41X344.2Z8
N2280G1X344.2Z0.1
N2290G2X351.7074Z-2.518I0K-4
N2300G1X355.7366Z-7.9898
N2310G2X358.2Z-14.9I-18.7683K-6.9102
N2320GG40X800Z10
N2330M0M5(CAMBIAR HTA T2.2)
N2340T2.2(ACABADO D358.5 DDJNR-3232P15)
N2350GG40X650Z-400
N2360G92S120
N2370G96F0.4S100M42M3
N2380GX374Z-420
N2390G01G41X370Z-425
N2400G1G05X368Z-430F0.25
N2410G2X367.42Z-431.27R3
N2415G3X358.50Z-484.8R300
N2420G1G05X358.50Z-600
N2421G1X358.53Z-612.
N2422G0G07G40X600Z-550
N2423M0M5
N2424T6.6(ACBADO D 358)
N2425G92S120
N2426G96F0.7S90M42M3
N2427G0G40X365Z-612
N2428G01G41X358.50Z-612F0.4
N2440G1X358.47Z-750F0.4
N2450G1X358.70Z-4356.7F0.8
N2460G1X358.70Z-4506.7F0.4

N2470G1X358.70Z-4509.0F0.15
N2475G01X367Z-4509.0F0.4
N2477G01X373Z-4560
N2480G0G40X1000Z-300
N2490M0M5(GIRAR PIEZA)
N2500M0M5(GIRAR PIEZA)
N3000T1.1(DESBASTE CONO PCLNR-3225P12)
N3010GG40X500Z10
N3020G92S120
N3030G96F0.5S80M42M3
N3040G41GX354.544Z10
N3050G1X368.5Z-389.82
N3060X368.5Z-441
N3070G40GX700Z10
N3080M0M5(PONER HTA T3.3)
N3090T3.3(REFRENTADO CARA CONO SVJBR-3225P16)
N3100GG40X600Z10
N3110G92S100
N3120G96F0.2S90M42M3
N3130GX380Z5
N3140G01X378Z0F0.35
N3150G1X180Z0
N3155G01X181Z0.2
N3160GG40X600Z0.4
N3170M0M5(CAMBIAR HTA T1.1)
N3180T1.1(ACABADO CONO 1 GRD. PCLNR-3225P12)
N3190GG40X500Z10
N3200G92S100
N3210G96F0.2S100M42M3
N3220GX400Z10
N3230X330Z35

N3240G41G01X340Z10F1.5
N3250G1X352.617Z10F0.9
N3252G01X352.967Z0F0.4
N3254G01X352.967Z-7F0.25
N3256G01X353.213Z-7
N3260G1X366.54Z-389.9F0.45
N3270G1X366.54Z-415F0.25
N3280GG40X400Z10
N3281G0X340Z35
N3282G41G01X340Z10F1.5
N3283G01X352.617Z10F0.2
N3284G01X352.967Z0
N3285G01X352.967Z-7
N3286G01X353.213Z-7
N3287G01X366.54Z-389.9
N3288G01X366.54Z-415
N3289G0G40X400Z10
N3290G0G41X339.654Z8
N3300G1X339.654Z0.1F0.15
N3310G2X347.1614Z-2.518I0K-4
N3320G1X351.1906Z-7.9898
N3330G2X353.654Z-14.9I-18.7683K-6.9102
N3340GG40X500Z10
N3350M0M5(CAMBIAR HTA T2.2)
N3360T2.2(-RADIO 15-300 DDJNR-3232P15)
N3370GG40X500Z-385
N3380G92S100
N3390G96F0.2S100M42M3
N3400G41GX369.5Z-385.
N3410G1X366.50Z-389.9
N3420G2X365.04Z-394.50R15

N3430G3X358.50Z-441.8R300

N3440G1G05X358.50Z-460

N3445G01X358.70Z-485

N3450G40GX800Z-400

N9500M30



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

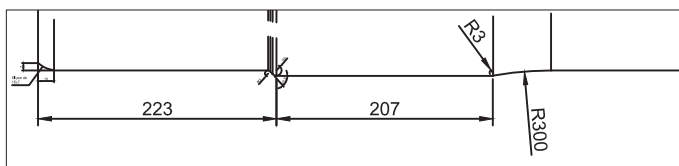
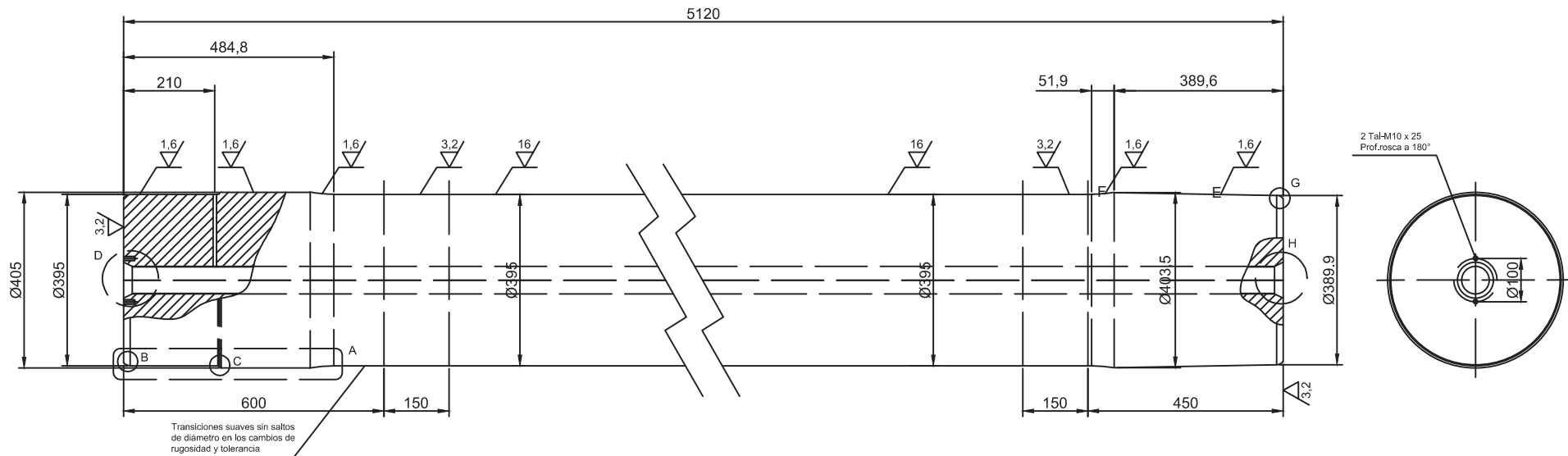
ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE ROTOR PRINCIPAL
DE UN AEROGENERADOR

PLANOS

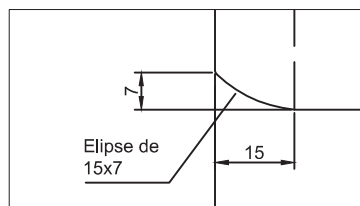
Iván Pérez Díez

Vanesa Estremera Carrera

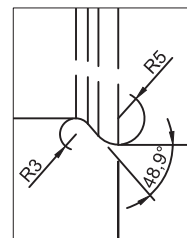
Pamplona, 15/11/2013



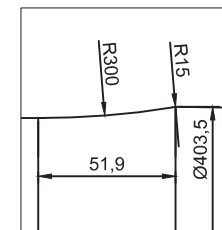
DETALLE A (1:5)



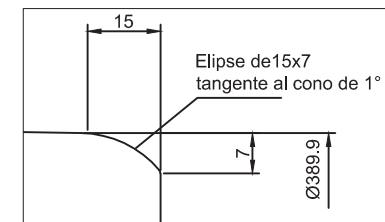
DETALLE B (1:1)



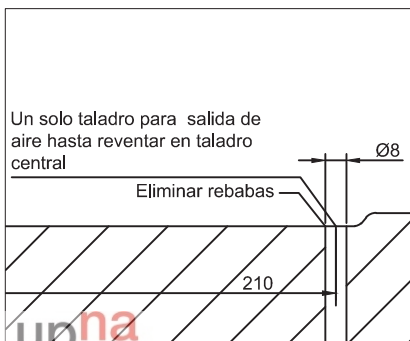
DETALLE C (1:1)



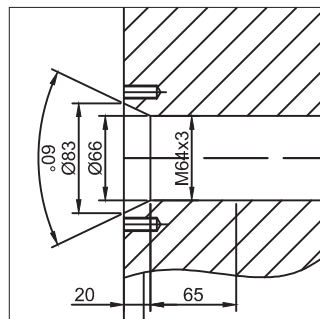
DETALLE F (1:2)



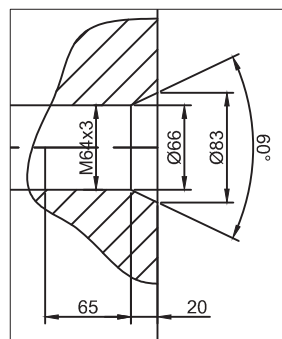
DETALLE G (1:1)



DETALLE E (1:2)

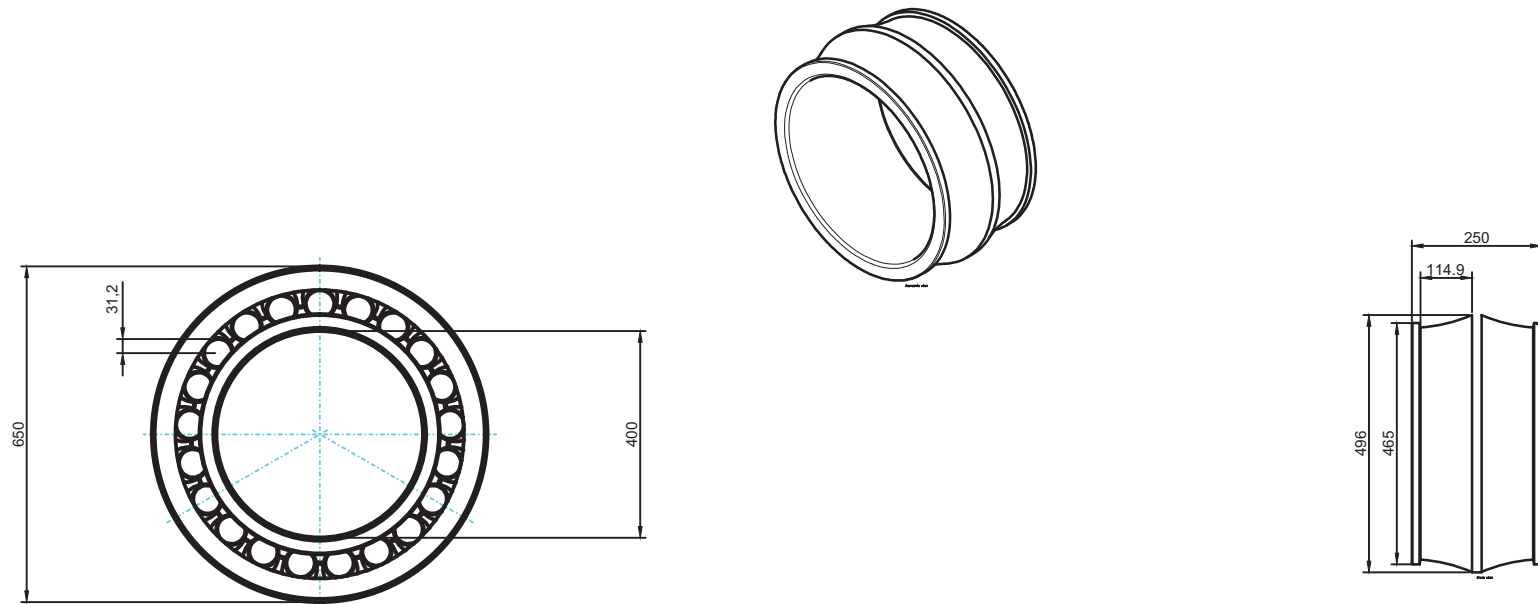



DETALLE D (1:4)

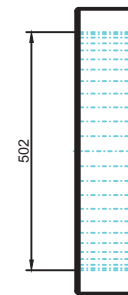
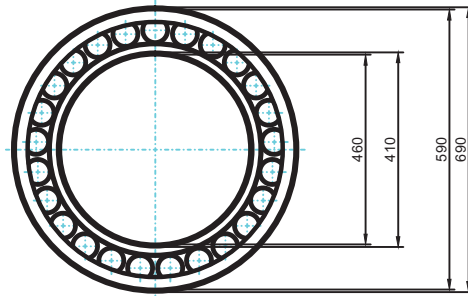
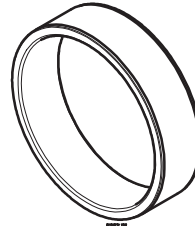


DETALLE H (1:4)

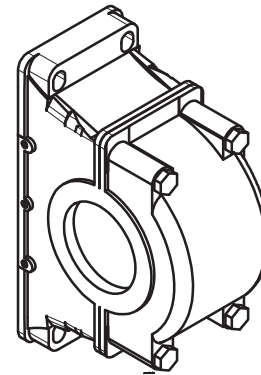
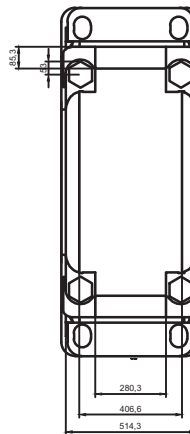
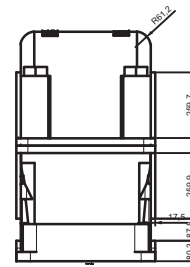
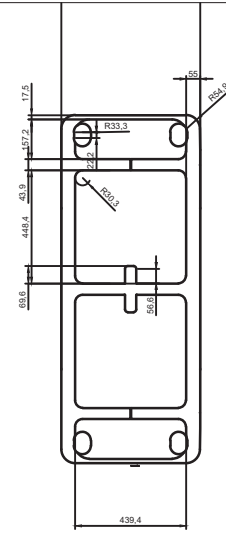
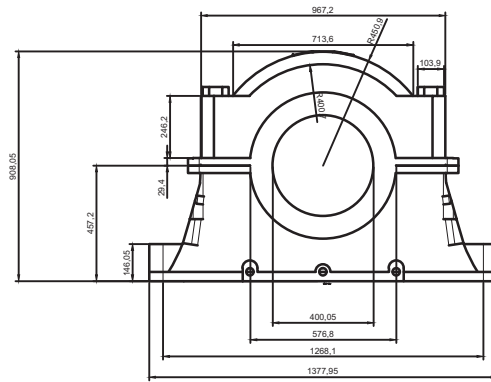
| | | | | |
|---|--|--|------------------------|----------------------|
|  <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div> | E.T.S.I.I.T. | DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | | | |
| PROYECTO: ESTUDIO Y FABRICACION DE LEJE PRINCIPAL DE UN AEROGENERADOR | | REALIZADO: PÉREZ DÍEZ IVÁN | | |
| | | FIRMA: | | |
| PLANO: EJE ROTOR | | FECHA: | ESCALA: 1:15 | Nº PLANO 1 |
| | | | | |



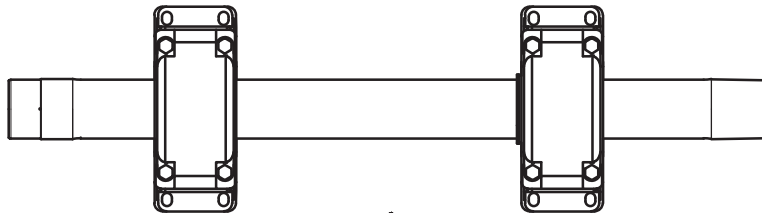
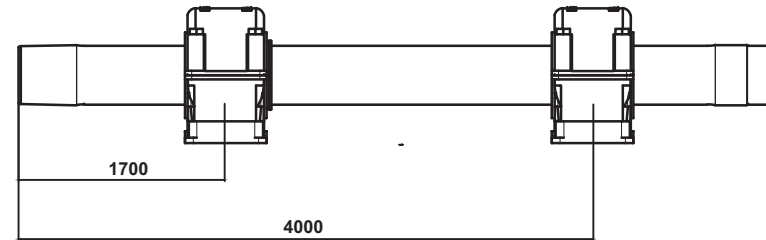
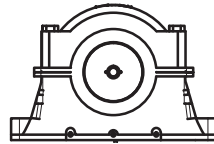
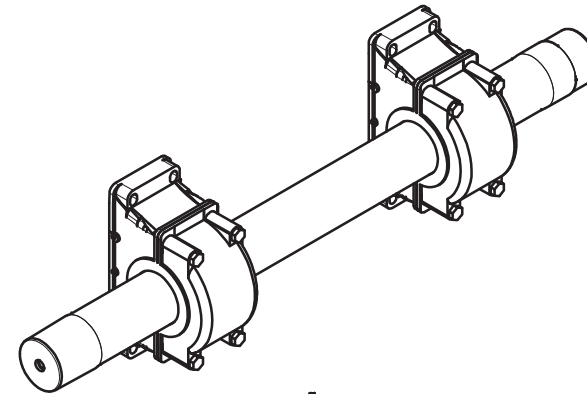
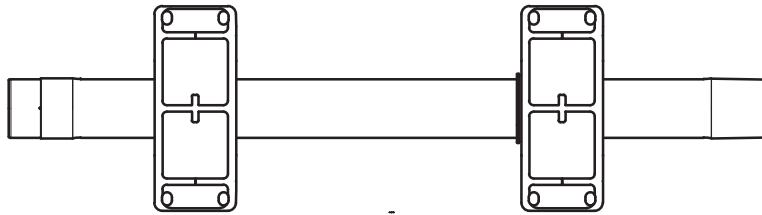
| | | | | | |
|---|------------------------------------|--|---|-----------------|----------------|
|  <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div> | E.T.S.I.I.T. | | DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | | | | |
| PROYECTO: ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE ROTOR PRINCIPAL DE UN AEROGENERADOR | | | REALIZADO: PÉREZ DíEZ IvÁN | | |
| | | | FIRMA: | | |
| PLANO: RODAMIENTO PRINCIPAL | | | FECHA: | ESCALA: 1:15 | Nº PLANO: 2 |



| | | | | |
|---|---|--------|---|-----------|
|  Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa | E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | | DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES | |
| | PROYECTO: ESTUDIO Y FABRICACION DEL EJE ROTOR PRINCIPAL DE UN AEROGENERADOR | | REALIZADO: PÉREZ DÍEZ IVÁN | |
| PLANO: RODAMIENTO LADO MULTIPLICADORA | | FECHA: | ESCALA: | Nº PLANO: |
| | | | 1:15 | 3 |



| | | | | |
|---|--|--|-----------------|----------------|
|  <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div> | E.T.S.I.I.T. | DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | | | |
| PROYECTO: ESTUDIO Y FABRICACION DELEJE PRINCIPAL DE UN AEROGENERADOR | | REALIZADO: PÉREZ DÍEZ IVÁN | | |
| PLANO: SOPORTE | | FIRMA: | | |
| | | FECHA: | ESCALA: 1:30 | Nº PLANO: 4 |

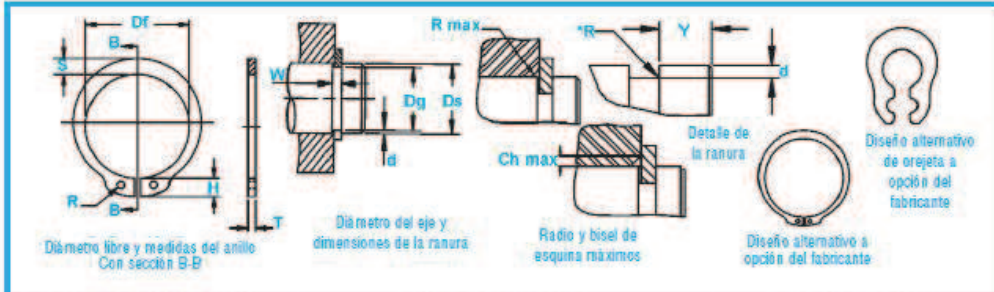


| | | | | | | |
|--|---|--|--|--|------------------------|-----------------------|
|  | Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i> | E.T.S.I.I.T. | | DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES | | |
| | | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | | | | |
| PROYECTO: ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE ROTOR PRINCIPAL DE UN AEROGENERADOR | | | | REALIZADO: PÉREZ DÍEZ IVÁN | | |
| | | | | FIRMA: | | |
| PLANO: CONJUNTO | | | | FECHA: | ESCALA: 1:50 | Nº PLANO: 5 |

ANEXO: ANILLOS DE RETENCION



Anillos DSH (DIN 471)



| No. de Anillo | EJE | | TAMANO DE RANURA | | | | TAMANO Y PESO DEL ANILLO | | | | DATOS SUPLEMENTARIOS | | | | | | | |
|---------------|----------|-------|------------------|---------|-------------|-------------|--------------------------|-------|-------------|-----------------------|----------------------|------------------|------------------------|------------------------|---------------------------|----------------------|--------------|------|
| | DIA (mm) | | DIAMETRO | ANCHURA | PROFUNDIDAD | ESPESES *** | DIAMETRO LIBRE | | SECCIO MAX. | DIAMETRO DEL AGUJERO. | PESO | MARGEN DEL BORDE | CARGA DE EMPUJE Anillo | CARGA DE EMPUJE Ranura | Radio y bisel admistibles | Carga max. c/Ch max. | LIMIT DE RPM | |
| | Ds | Dq | | | | | DI | Tol. | | | | | | | | | | |
| | | | | W Min. | d | T | | | H Max. | S Ref. | R Min. | kg/1000 | Y Min. | Pr kN | Pq kN | R/Ch Max. | Pr kN | |
| DSH-170 | 170 | 165,0 | -0,63 | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 160,5 | | 13,5 | 12,9 | 4,0 | 170,0 | 7,5 | 349,0 | 219,0 | 5,0 | 41,90 | 2000 |
| DSH-170 | 172 | 167,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 160,5 | | 13,5 | 12,9 | 4,0 | 170,0 | 7,5 | 344,0 | 221,0 | 5,0 | 41,30 | 2000 |
| DSH-175 | 175 | 170,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 165,5 | | 13,5 | 12,9 | 4,0 | 180,0 | 7,5 | 340,0 | 225,0 | 5,0 | 40,70 | 2000 |
| DSH-177 | 177 | 172,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 167,5 | | 14,2 | 13,5 | 4,0 | 183,0 | 7,5 | 335,0 | 228,0 | 5,0 | 40,20 | 2000 |
| DSH-177 | 178 | 173,0 | -1,50 | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 167,5 | +0,63 | 14,2 | 13,5 | 4,0 | 183,0 | 7,5 | 349,0 | 229,0 | 5,0 | 42,00 | 2000 |
| DSH-180 | 180 | 175,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 170,5 | | 14,2 | 13,5 | 4,0 | 190,0 | 7,5 | 345,0 | 232,0 | 5,0 | 41,40 | 2000 |
| DSH-180 | 182 | 177,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 170,5 | | 14,2 | 13,5 | 4,0 | 190,0 | 7,5 | 341,0 | 235,0 | 5,0 | 41,00 | 2000 |
| DSH-185 | 185 | 180,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 175,5 | | 14,2 | 13,5 | 4,0 | 200,0 | 7,5 | 336,0 | 238,0 | 5,0 | 40,40 | 2000 |
| DSH-187 | 187 | 182,0 | -0,10 | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 177,5 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 203,0 | 7,5 | 338,0 | 241,0 | 5,0 | 40,50 | 2000 |
| DSH-187 | 188 | 183,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 177,5 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 203,0 | 7,5 | 337,0 | 242,0 | 5,0 | 40,60 | 2000 |
| DSH-190 | 190 | 185,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 180,5 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 210,0 | 7,5 | 333,0 | 245,0 | 5,0 | 40,00 | 2000 |
| DSH-190 | 192 | 187,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 180,5 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 210,0 | 7,5 | 330,0 | 248,0 | 5,0 | 39,80 | 2000 |
| DSH-195 | 195 | 190,0 | -0,72 | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 185,5 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 220,0 | 7,5 | 325,0 | 251,0 | 5,0 | 39,00 | 2000 |
| DSH-197 | 197 | 192,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 187,5 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 223,0 | 7,5 | 322,0 | 254,0 | 5,0 | 38,60 | 2000 |
| DSH-197 | 198 | 193,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 187,5 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 223,0 | 7,5 | 322,0 | 255,0 | 5,0 | 38,70 | 2000 |
| DSH-200 | 200 | 195,0 | | 4,15 | 2,50 | 4,00 | 190,5 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 230,0 | 7,5 | 319,0 | 258,0 | 5,0 | 38,30 | 2000 |
| DSH-202 | 202 | 198,0 | -0,12 | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 190,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 235,0 | 9,0 | 324,0 | 262,0 | 6,0 | 32,50 | 2000 |
| DSH-205 | 205 | 199,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 193,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 243,0 | 9,0 | 311,0 | 267,0 | 6,0 | 31,30 | 2000 |
| DSH-205 | 207 | 201,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 193,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 243,0 | 9,0 | 308,0 | 270,0 | 6,0 | 30,60 | 2000 |
| DSH-205 | 208 | 202,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 193,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 243,0 | 9,0 | 305,0 | 271,0 | 6,0 | 30,50 | 2000 |
| DSH-210 | 210 | 204,0 | -1,70 | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 198,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 248,0 | 9,0 | 308,0 | 275,0 | 6,0 | 29,60 | 2000 |
| DSH-210 | 212 | 206,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 198,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 248,0 | 9,0 | 303,0 | 278,0 | 6,0 | 29,50 | 2000 |
| DSH-215 | 215 | 209,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 203,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 260,0 | 9,0 | 305,0 | 282,0 | 6,0 | 28,50 | 2000 |
| DSH-215 | 217 | 211,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 203,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 260,0 | 9,0 | 300,0 | 285,0 | 6,0 | 28,10 | 2000 |
| DSH-215 | 218 | 212,0 | -0,72 | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 203,0 | +0,72 | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 260,0 | 9,0 | 307,0 | 287,0 | 6,0 | 27,80 | 2000 |
| DSH-220 | 220 | 214,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 208,0 | -1,70 | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 265,0 | 9,0 | 302,0 | 290,0 | 6,0 | 27,30 | 2000 |
| DSH-220 | 222 | 216,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 208,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 265,0 | 9,0 | 307,0 | 293,0 | 6,0 | 26,80 | 2000 |
| DSH-225 | 225 | 219,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 213,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 280,0 | 9,0 | 309,0 | 299,0 | 6,0 | 26,00 | 2000 |
| DSH-225 | 227 | 221,0 | -0,12 | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 213,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 280,0 | 9,0 | 305,0 | 301,0 | 6,0 | 25,50 | 1000 |
| DSH-225 | 228 | 222,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 213,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 280,0 | 9,0 | 302,0 | 303,0 | 6,0 | 25,40 | 1000 |
| DSH-230 | 230 | 224,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 218,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 290,0 | 9,0 | 308,0 | 308,0 | 6,0 | 25,00 | 1000 |
| DSH-230 | 232 | 226,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 218,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 290,0 | 9,0 | 303,0 | 311,0 | 6,0 | 24,50 | 1000 |
| DSH-235 | 235 | 229,0 | -0,12 | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 223,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 305,0 | 9,0 | 307,0 | 316,0 | 6,0 | 23,80 | 1000 |
| DSH-235 | 237 | 231,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 223,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 305,0 | 9,0 | 302,0 | 319,0 | 6,0 | 23,40 | 1000 |
| DSH-235 | 238 | 232,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 223,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 305,0 | 9,0 | 300,0 | 321,0 | 6,0 | 23,30 | 1000 |
| DSH-240 | 240 | 234,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 228,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 310,0 | 9,0 | 300,0 | 322,0 | 6,0 | 23,00 | 1000 |
| DSH-240 | 242 | 236,0 | -0,12 | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 228,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 310,0 | 9,0 | 300,0 | 325,0 | 6,0 | 22,20 | 1000 |
| DSH-245 | 245 | 239,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 233,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 325,0 | 9,0 | 315,0 | 330,0 | 6,0 | 21,50 | 1000 |
| DSH-245 | 247 | 241,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 233,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 325,0 | 9,0 | 311,0 | 333,0 | 6,0 | 21,20 | 1000 |
| DSH-245 | 248 | 242,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 233,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 325,0 | 9,0 | 308,0 | 335,0 | 6,0 | 20,90 | 1000 |
| DSH-250 | 250 | 244,0 | -0,12 | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 238,0 | | 14,2 | 14,0 | 4,0 | 335,0 | 9,0 | 304,0 | 338,0 | 6,0 | 20,50 | 1000 |
| DSH-250 | 252 | 246,0 | | 5,15 | 3,00 | 5,00 | 238,0 | | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 335,0 | 12,0 | 303,0 | 340,0 | 6,0 | 20,40 | 1000 |
| DSH-255 | 255 | 247,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | 240,0 | | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 348,0 | 12,0 | 307,0 | 325,0 | 6,0 | 20,70 | 1000 |

TODAS LAS DIMENSIONES SON EN MILIMETROS. *El radio "R" en el lado de la carga no debe ser mayor que 0,1 T.

***PARA LOS ANILLOS DE RETENCION CON RECUBRIMIENTO ELECTROLITICO, AÑADA 0,05 AL ESPESOR MAXIMO INDICADO. EL ESPESOR DE ANILLO MAXIMO SERA UN MINIMO DE 0,005 MENOR QUE LA ANCHURA (W) MINIMA DE RANURA INDICADA.

Montados Axialmente, Externos, Métricos

Una vez instalados en la ranura de un eje, el resalto mantiene el conjunto en su lugar

| No. de Anillo | EJE DIAM. (mm) | TAMANO DE RANURA | | | | ESPEJOR *** | TAMANO Y PESO DEL ANILLO | | | | DATOS SUPLEMENTARIOS | | | | | | | |
|---------------|----------------------|------------------|-----------|------------------|------|----------------|--------------------------|----------------------------|----------------|----------------------------|----------------------|------------------------|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------|------|
| | | DIAMETRO | ANCHUR | PROFUN- DIDAD | Tol. | | DIAMETRO LIBRE | ALTURA DE LA OREJETA | SECCIO MAX. | DIAMETR DEL AGUJERO. | PESO | MARGEN DEL BORDE | CARGA DE EMPUJE Anillo | CARGA DE EMPUJE Ranura | Radio y bxel admisibles | Carga max. c/Ch máx. | LIMIT DE RPM | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| DS | Dg | TOL. | W Min. | d | T | DI | Tol. | H Max. | S Ref. | R Min. | kg/ 1000 | Y Min. | Pr kN | Pg kN | R/Ch Max. | Pr kN | | |
| DSH-255 | 257 | 249,0 | -0,72 | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 240,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 348,0 | 12,0 | 551,0 | 526,0 | 6,0 | 55,20 | 1000 |
| DSH-255 | 258 | 250,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 240,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 348,0 | 12,0 | 550,0 | 531,0 | 6,0 | 55,10 | 1000 |
| DSH-260 | 260 | 252,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 245,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 355,0 | 12,0 | 540,0 | 535,0 | 6,0 | 54,60 | 1000 |
| DSH-260 | 262 | 254,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 245,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 355,0 | 12,0 | 542,0 | 540,0 | 6,0 | 54,40 | 1000 |
| DSH-265 | 265 | 257,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 250,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 370,0 | 12,0 | 536,0 | 546,0 | 6,0 | 53,70 | 1000 |
| DSH-265 | 267 | 259,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 250,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 370,0 | 12,0 | 532,0 | 550,0 | 6,0 | 53,30 | 1000 |
| DSH-265 | 268 | 260,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 250,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 370,0 | 12,0 | 526,0 | 553,0 | 6,0 | 53,00 | 1000 |
| DSH-270 | 270 | 262,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 255,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 375,0 | 12,0 | 525,0 | 556,0 | 6,0 | 52,50 | 1000 |
| DSH-270 | 272 | 264,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 255,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 375,0 | 12,0 | 522,0 | 560,0 | 6,0 | 52,00 | 1000 |
| DSH-275 | 275 | 267,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 260,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 390,0 | 12,0 | 516,0 | 566,0 | 6,0 | 51,00 | 1000 |
| DSH-275 | 277 | 269,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 260,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 390,0 | 12,0 | 513,0 | 571,0 | 6,0 | 51,00 | 1000 |
| DSH-275 | 278 | 270,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | -0,12 | 260,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 390,0 | 12,0 | 510,0 | 574,0 | 6,0 | 51,00 | 1000 |
| DSH-280 | 280 | 272,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 265,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 398,0 | 12,0 | 506,0 | 576,0 | 6,0 | 50,00 | 1000 |
| DSH-280 | 282 | 274,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 265,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 398,0 | 12,0 | 503,0 | 580,0 | 6,0 | 50,00 | 1000 |
| DSH-285 | 285 | 277,0 | -0,81 | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 270,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 410,0 | 12,0 | 499,0 | 587,0 | 6,0 | 50,00 | 1000 |
| DSH-285 | 287 | 279,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 270,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 410,0 | 12,0 | 494,0 | 591,0 | 6,0 | 49,00 | 1000 |
| DSH-285 | 288 | 280,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 270,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 410,0 | 12,0 | 493,0 | 594,0 | 6,0 | 49,00 | 1000 |
| DSH-290 | 290 | 282,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 275,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 418,0 | 12,0 | 490,0 | 599,0 | 6,0 | 49,00 | 1000 |
| DSH-290 | 292 | 284,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 275,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 418,0 | 12,0 | 487,0 | 603,0 | 6,0 | 48,00 | 1000 |
| DSH-295 | 295 | 287,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 280,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 430,0 | 12,0 | 481,0 | 606,0 | 6,0 | 48,00 | 1000 |
| DSH-295 | 297 | 289,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 280,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 430,0 | 12,0 | 479,0 | 613,0 | 6,0 | 48,00 | 1000 |
| DSH-295 | 298 | 290,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 280,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 430,0 | 12,0 | 476,0 | 615,0 | 6,0 | 47,00 | 1000 |
| DSH-300 | 300 | 292,0 | | 5,15 | 4,00 | 5,00 | | 285,0 | 16,2 | 16,0 | 5,0 | 440,0 | 12,0 | 475,0 | 619,0 | 6,0 | 47,00 | 1000 |
| DSH-305 | 305 | 295,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 288,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 738,0 | 15,0 | 1036,0 | 785,0 | 7,0 | 86,00 | 1000 |
| DSH-310 | 310 | 300,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 293,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 750,0 | 15,0 | 1016,0 | 796,0 | 7,0 | 87,00 | 1000 |
| DSH-315 | 315 | 305,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 298,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 760,0 | 15,0 | 1007,0 | 811,0 | 7,0 | 86,00 | 1000 |
| DSH-320 | 320 | 310,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 303,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 770,0 | 15,0 | 998,0 | 825,0 | 7,0 | 85,00 | 1000 |
| DSH-325 | 325 | 315,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 308,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 787,0 | 15,0 | 975,0 | 837,0 | 7,0 | 83,00 | 1000 |
| DSH-330 | 330 | 320,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 313,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 800,0 | 15,0 | 956,0 | 850,0 | 7,0 | 82,00 | 1000 |
| DSH-335 | 335 | 325,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 318,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 828,0 | 15,0 | 945,0 | 864,0 | 7,0 | 81,00 | 1000 |
| DSH-340 | 340 | 330,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 323,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 840,0 | 15,0 | 932,0 | 876,0 | 7,0 | 80,00 | 1000 |
| DSH-345 | 345 | 335,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 328,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 845,0 | 15,0 | 917,0 | 890,0 | 7,0 | 79,00 | 1000 |
| DSH-350 | 350 | 340,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 333,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 850,0 | 15,0 | 906,0 | 903,0 | 7,0 | 77,00 | 1000 |
| DSH-355 | 355 | 345,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 338,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 865,0 | 15,0 | 894,0 | 916,0 | 7,0 | 76,00 | 1000 |
| DSH-360 | 360 | 350,0 | -0,89 | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 343,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 880,0 | 15,0 | 880,0 | 928,0 | 7,0 | 75,00 | 1000 |
| DSH-365 | 365 | 355,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 348,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 885,0 | 15,0 | 868,0 | 942,0 | 7,0 | 74,00 | 1000 |
| DSH-370 | 370 | 360,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 353,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 890,0 | 15,0 | 856,0 | 955,0 | 7,0 | 73,00 | 1000 |
| DSH-375 | 375 | 365,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 358,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 910,0 | 15,0 | 847,0 | 968,0 | 7,0 | 72,00 | 1000 |
| DSH-380 | 380 | 370,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 363,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 930,0 | 15,0 | 833,0 | 980,0 | 7,0 | 71,00 | 1000 |
| DSH-385 | 385 | 375,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 368,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 940,0 | 15,0 | 823,0 | 994,0 | 7,0 | 70,00 | 1000 |
| DSH-390 | 390 | 380,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 373,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 950,0 | 15,0 | 814,0 | 1008,0 | 7,0 | 70,00 | 1000 |
| DSH-395 | 395 | 385,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 378,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 960,0 | 15,0 | 803,0 | 1021,0 | 7,0 | 69,00 | 1000 |
| DSH-400 | 400 | 390,0 | | 6,20 | 5,00 | 6,00 | | 383,0 | 20,2 | 20,0 | 6,0 | 1040,0 | 15,0 | 793,0 | 1033,0 | 7,0 | 69,00 | 1000 |

TODAS LAS DIMENSIONES SON EN MILIMETROS.

*El radio "R" en el lado de la carga no debe ser mayor que 0,1 T.

***PARA LOS ANILLOS DE RETENCIÓN CON RECUBRIMIENTO ELECTROLITICO, AÑADA 0,05 AL ESPEJOR MÁXIMO INDICADO.
EL ESPEJOR DE ANILLO MÁXIMO SERÁ UN MÍNIMO DE 0,005 MENOR QUE LA ANCHURA (W) MÍNIMA DE RANURA INDICADA.

GAMAS DE DUREZA- ANILLOS DE ACERO INOXIDABLE (PH 15-7MO)

| TIPO DE ANILLO | GAMA DE TAMAÑOS | HV | HRC |
|----------------|-----------------|---------|-------|
| DSH | 3-400 | 435-530 | 44-51 |

GAMAS DE DUREZA- ANILLOS DE ACERO AL CARBONO (SAE 1080-1090)

| TIPO DE ANILLO | GAMA DE TAMAÑOS | HV | HRC |
|----------------|-----------------|---------|-------|
| DSH | 3-48 | 470-580 | 47-54 |
| | 50-200 | 435-530 | 44-51 |
| | 202-300 | 390-470 | 40-47 |
| | 305-400 | 370-415 | 38-43 |

GAMAS DE DUREZA- ANILLOS DE ACERO INOXIDABLE (PH 15-7MO)

| TIPO DE ANILLO | GAMA DE TAMAÑOS | ESCALA | DUREZA ROCKWELL |
|----------------|-----------------|--------|-----------------|
| DSH | 3-4 | 15N | 82-5-89 |
| | 5-19 | 30N | 63-59,5 |
| | 20-400 | C | 44-51 |

GAMAS DE DUREZA- ANILLOS DE ACERO AL CARBONO (SAE 1080-1090)

| TIPO DE ANILLO | GAMA DE TAMAÑOS | ESCALA | DUREZA ROCKWELL |
|----------------|-----------------|--------|-----------------|
| DSH | 3-4 | 15N | 84-87,5 |
| | 5-19 | 30N | 66-72,0 |
| | 20-48 | C | 47-54 |
| | 50-200 | C | 44-51 |
| | 202-300 | C | 40-47 |
| | 305-400 | C | 38-43 |

Iván Pérez Díez

Pamplona, 15/11/2013

Firma:



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE ROTOR PRINCIPAL
DE UN AEROGENERADOR

PLIEGO DE CONDICIONES

Iván Pérez Díez

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 15/11/2013

ÍNDICE

| | |
|--|----|
| 1 Condiciones legales. | 3 |
| 1.1 Contrato..... | 3 |
| 1.2 Subcontratista. | 3 |
| 1.3 Régimen de intervención. | 3 |
| 1.4 Propiedad Industrial y Comercial | 3 |
| 1.5 Artículos. | 4 |
| 2 Pliego de Condiciones General..... | 7 |
| 2.1 Descripción General del Proyecto..... | 7 |
| 2.2 Materiales..... | 9 |
| 2.3 Ensayos..... | 11 |
| 2.4 Pruebas..... | 12 |
| 3 Pliego de Condiciones Económicas..... | 14 |
| 4 Pliego de Condiciones Particulares y Técnicas..... | 18 |
| 5 Pliego de Condiciones de Seguridad e Higiene..... | 21 |

1 CONDICIONES LEGALES

1.1 Contrato

Para la ejecución del proyecto, se tomará como fecha de comienzo las mismas la que se especifiquen en el pliego particular de condiciones , y en su defecto la de la orden de comienzo de los trabajos. Ésta orden se comunicara al contratista en un plazo superior a 90 días a partir dela fecha del contrato.

El contrato se firmará por parte del cliente, por su representante legal o apoderado, quien deberá poder probar poseer la correspondiente acreditación.

1.2 Subcontratista

El contratista podrá subcontratar cualquier parte de la obra, previa autorización del Ingeniero Técnico, para lo cual deberá informa con anterioridad a esta, del alcance y condiciones técnico económicas del subcontrato.

1.3 Régimen de intervención

Cuando el contratista, sea a las obligaciones o disposiciones del contrato, sea a las órdenes del Ingeniero técnico, este la requerirá a cumplir este requisito de órdenes en un plazo determinado, que salvo en condiciones de urgencia, no será nunca menor de 10 días de la modificación de requerimiento.

1.4 Propiedad Industrial y Comercial

Al firmar el contrato, el cliente garantiza al Ingeniero contra toda clase de reivindicaciones que se refieran a abastecimiento y materiales, procedimientos y medios utilizados para la fabricación de la pieza y que procure de titulares de patentes, licencias, planos, modelos, marcas de fábrica o creación.

En el caso de que fuera necesario, corresponde al contrato la obtención de las licencias o permisos pertinentes, y soportar el peso de los derechos e identificación pertinentes. Si las acciones dirigidas contra el Ingeniero por terceros, titulares de licencias,

autorizaciones, planos, modelos, marcas de fábrica o de creación utilizadas por el cliente para la ejecución de los trabajos, el cliente responderá ante el Ingeniero técnico del resultado de dichos actos, estando obligado además a ayudarlo en el ejercicio de las excepciones que competan al Ingeniero.

1.5 Artículos

Artículo 1:

El Pliego de condiciones se refiere al contrato del proyecto de ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE ROTOR PRINCIPAL DE UN AEROGENERADOR.

Artículo 2:

El Ingeniero Técnico se reserva el derecho de realizar modificaciones, pruebas, ensayos e inspecciones que crea oportunas durante la fabricación y montaje de las piezas del sistema.

Artículo 3:

La empresa contratista deberá atender cuantas órdenes verbales o escritas le sean dirigidas por el Ingeniero Técnico, encaminadas a una mejora de la fabricación.

Artículo 4:

A tal fin existirá en el taller de la empresa contratista, y disponible en cualquier momento por el director técnico, un libro de órdenes en que dicho técnico dará capacidad exacta a las órdenes verbales.

Artículo 5:

A dicho libro sólo tendrá acceso el Ingeniero Técnico y el maestro de taller

Artículo 6:

La empresa o cliente que contrata la propuesta técnica tiene la obligación de realizar esmeradamente cada una de las piezas del sistema proyectado, y en caso de duda acudirá al consejo y consulta del Ingeniero Técnico.

Artículo 7:

Si a juicio del ingeniero Técnico existiesen piezas mal fabricadas o realizadas, tendrá éste el derecho de rechazarlas y la empresa que contrata el proyecto, tendrá el deber de fabricarlas cuantas veces fuera necesario hasta ser que el ingeniero las acepte. Por esta causa la empresa contratista no tendrá derecho a compensación alguna ni a un aumento del costo sobre lo inicialmente proyectado.

Artículo 8:

El mecanismo se ajustará en todo, a los planos y memorias que contiene dicho proyecto.

Artículo 9:

Formalización del proyecto de variación y aprobación por la entidad propietaria, de cuya cuenta corre la modificación, se dará conocimiento de él al contratista, entendiéndose que no se le admitirá ninguna reclamación que las que puedan referirse a la fijación de costes, no estipulados en el presupuesto que sirva de base a la contratación o la relativas a las diferencias de precios por variación de la séptima parte en más o menos, comparativamente con el importe que refleja el proyecto.

Artículo 10:

El cliente no podrá hacer por sí mismo, alteraciones en ninguna de las partes del proyecto presente, sin autorización escrita del Ingeniero Técnico, sin cuya autorización no se abonarán los aumentos que pudiesen resultar a consecuencia de las modificaciones desautorizadas.

Artículo 11:

Se supone que el cliente ha realizado un minúsculo estudio de los documentos que componen el presente proyecto, y por tanto acepta implícitamente los términos del presente pliego de condiciones, así como los posibles errores que se hayan producido.

Artículo 12:

Tras la realización de la propuesta técnica, el contratista no tendrá derecho por el mayor precio que pudiera costar, ni por erradas maniobras de fabricación que pudieran haber ocurrido durante la misma.

Artículo 13:

La empresa contratista será responsable ante los tribunales de justicia de los accidentes o daños que se derivan del elemento mecánico.

Artículo 14:

El taller contratista se compromete a entregar el mecanismo en el plazo proyectado, haciendo frente a los gastos y consecuencias originadas en el retraso de la entrega.

Artículo 15:

La empresa contratista se obliga a tener al día la oportuna póliza de seguros con caja nacional de accidentes.

Artículo 16:

Los materiales serán adquiridos por la empresa contratista en un perfecto estado de suministro y conservación, comprobando la calidad y características de los mismos al realizar la recepción de estos.

2. PLIEGO DE CONDICIONES GENERAL

2.1 Descripción General del Proyecto.

El proyecto consiste en el estudio y fabricación del eje rotor principal de un aerogenerador. Los materiales de las piezas del proyecto y los distintos elementos normalizados deben de ser exactamente los indicados en la memoria y en los cálculos de lo contrario se llevarían a cabo las sanciones económicas que más adelante se indicarán.

Las dimensiones y el montaje el cual se detalla en la memoria descriptiva deben de ser cumplido sin excepción.

Dicha plataforma cuenta con la documentación acreditativa de adecuación al Real Decreto 1.215 de maquinaria el no cumplimiento de alguno de los apartados anteriores ocasionaría la pérdida de dicha acreditación por parte de la propiedad.

El mal mantenimiento de los elementos que se acoplan al eje de baja puede ser otro aspecto de retirada de dicha acreditación ya que puede haber variación en la estructura de la mencionada maquinaria.

A la entrega de maquina el constructor debe de entregar la documentación para el montaje, instalación y mantenimiento de lo siguiente:

- Planos mecánicos del proyecto.
- Toda información técnica que sea requerida por el contratante.

Normas

A continuación se mostrarán copia de las Normas, Reglamentos y leyes de carácter general que sean de aplicación en la ejecución del proyecto.

Dibujo

UNE 1032 Principios generales de representación.

UNE 1166-1 Documentación técnica de productos vocabulario.

UNE-En ISO 6433 Referencia en los elementos.

UNE 1135 Lista de elementos.

UNE 1039 Acotación, principios generales, definiciones, métodos.

UNE 1037 Indicaciones de los estados superficiales en los dibujos.

Tolerancia y mecanizado

DIN 7155 Ajuste ISO para eje único.

DIN 7157 Ajuste para eje único.

DIN 7168 Tolerancias de magnitudes lineales.

UNE 1037-75 ISO 1032 Signos de mecanizado.

Materiales

UNE F 1252 / F 125

DIN 42CrMoS4

UNI EN 10083-1

Seguridad

UNE 74-101-88 acústica.

UNE – EN 349:1993 distancia mínima para evitar el aplastamiento de alguna parte del cuerpo humano.

UNE – EN 842:1997. Señalización visual de peligro. Requisitos generales, diseño y ensayo.

UNE – EN 1050:1997. Principios para la evaluación del peligro.

R.D. 56/95 de 20/01/95 que modifica el R.D. 1435/92 de 28/12/92 sobre aplicación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas

2.2 Materiales

Artículo 17:

La manipulación de las piezas se hará con el mayor cuidado posible, no desembalando hasta el instante de utilizarlas, comprobando si han sufrido algún desperfecto, en cuyo caso la pieza será devuelta al suministrador. Las partes que han de ser engrasados tales como articulaciones, etc., en la fase de montaje se procurarán que la grasa utilizada sea neutra, únicamente estable en el aire a temperatura comprendida entre 45 y 105 °C. Su punto de goteo debe ser lo más alto posible y nunca inferior a 89 °C.

Artículo 18:

Todos los materiales utilizados en la fabricación han de ser de absoluta garantía.

Artículo 19:

Las piezas metálicas estarán constituidas por materiales férreos. Estarán exentas de impurezas y de cualquier otro defecto de fabricación que modifiquen sus propiedades físicas o mecánicas. Su estructura será de grano fino y la superficie limpia y desprovista de defectos y desperfectos.

Artículo 20:

El aceite que se emplee para engrase será de primera calidad y sin mezclas de ningún tipo.

Artículo 21:

Los materiales a emplear en cada una de las piezas deberán corresponderse en su composición y propiedades con los aquí citados.

Artículo 22:

Cualquier otro material para ser empleado habrá de someterse a examen y aprobación de la Dirección Técnica.

Artículo 23:

Las características y propiedades de los materiales deben subsistir después del mecanizado y tratamientos correspondientes.

Artículo 24:

Los cortes que se hagan necesarios para proceder al mecanizado de las piezas se harán en frío.

Artículo 25:

El suministro de maquinaria se hará en perfectas condiciones debiendo reunir los siguientes requisitos:

- b) Todos los suministros se suministran embaladas de forma hermética y llevarán grabado en su exterior la maquinaria o elementos que contiene, su destino y del fabricante.
- c) Todos los gastos originados por el transporte y en el almacenaje del material rechazado serán por cuenta del fabricante.

2.3 Ensayos.

Artículo 26:

Los materiales laminados, extrusionados y elementos tubulares deberán someterse a ensayo de tracción, una pieza de cada lote de 26, o bien de menor cuantía dependiendo todo ello del estado en que se reciban los materiales respecto al posible estado arbitrario que puedan presentar sus características técnicas.

Artículo 27:

Si los resultados de los ensayos no corresponden a los establecidos en este pliego de condiciones, se someterán en número doble a un nuevo ensayo y si éstos resultados no son satisfactorios serán rechazados.

Artículo 28:

Las pruebas de tracción se especificarán según las normas DIN 1542, 1543, 1602 y 1622.

Artículo 29:

El objeto del control funcional o dinámico es la determinación de las deformaciones que puedan presentarse y que pudieran comprometer la precisión geométrica y dimensional de las piezas elaboradas. Este control ha de ofrecer las suficientes garantías para la seguridad de las piezas, además de precisión geométrica y de forma.

2.4 Pruebas.

Artículo 30:

Estas normas de control y verificación serán representadas por los constructores, a fin de establecer la correspondencia del productor con los requisitos vigentes de producción, precisión y de funcionamiento. Cualquier falta de cumplimiento de las presentes normas repercutirán en el comportamiento del cliente, en el sentido de excluirlo de este o eximirlo de alguna de las cláusulas que pudieran afectarle.

Artículo 31:

El control a máquina descargada, se hará por el constructor a medida que se construyen los distintos órganos que constituyen la máquina y a medida que va efectuándose el montaje.

Artículo 32:

La verificación dinámica se efectuará con la máquina bajo carga. Los esfuerzos en las pruebas deben estar comprendidos entre los límites que no produzcan deformaciones permanentes.

Artículo 33:

Todos los gastos normales ocasionados por los procesos de verificación y comprobación a que se refiere éste pliego de condiciones, serán de cuenta del comprobador.

Artículo 34:

Si, por cualquier causa, los instrumentos previstos para la verificación no estuvieran disponibles, podrán ser sustituidos por otros equivalentes, siempre que con ello no se perjudique la exactitud de la precisión.

Artículo 35:

Durante la verificación no podrá hacerse ninguna escisión de partes que constituyen el sistema, la cual debe someterse al control, tal como se ha montado finalmente. Cualquier anomalía que no asegure el cumplimiento exacto de este artículo, anula las pruebas de estas condiciones se estén ejecutando, aunque no las expuestas con anterioridad.

Artículo 36:

La precisión en ciertos órganos fundamentales debe estar garantizada por el constructor de la máquina, que asume todas las responsabilidades al respecto, si bien no han de ser controladas todas las partes de carácter funcional.

Artículo 37:

Si por alguna causa, el comprador quisiera efectuar una segunda comprobación de alguna de las partes esenciales, lo hará a su cargo, no pudiendo exigir de la casa constructora, la verificación de dichas partes por segunda vez.

Artículo 38:

Recepción provisional: se realizará cuando se hayan terminado los trabajos objeto del presente contrato, mediante solicitud del contratista al dueño y al Director Técnico.

Artículo 39:

El Director Técnico procederá a la inspección de los trabajos mencionados y si están en estado de recibidos, extenderá un acta haciéndolo constar, o bien los motivos de la no aceptación en su caso.

Artículo 40:

Recepción definitiva: siete meses después de la recepción provisional procederá el Director Técnico a un nuevo examen, proponiendo la recepción definitiva si el conjunto

de piezas responden a las condiciones exigidas, realizándose a la vez el pago del 11% restante del coste de fabricación, siempre y cuando resulte satisfactoria la prueba de recepción definitiva.

Artículo 41:

Una vez realizada y aceptada la revisión definitiva, el contratista queda libre de toda responsabilidad en todo lo relacionado con la elaboración del presente proyecto.

3 PLIEGO DE CONDICIONES ECONOMICAS

Artículo 42:

El cliente tendrá relación directa con el Director Técnico, con el que realizará un contrato haciendo constar todo tipo de condiciones generales y económicas y la responsabilidad general que éste tiene ante él, de todo lo referente a la ejecución material de que consta el presente proyecto.

Artículo 43:

El Director Técnico contratará a su vez la empresa contrada y esta estará así relacionada con él y será el responsable ante el mismo de todo lo que afecte o sea su importancia en lo relacionado con la ejecución del conjunto del sistema.

Artículo 44:

Todos los documentos del contrato deberán ir sellados y registrados por cuenta del contratista. Cualquier multa que se derive del incumplimiento de estos requisitos será por cuenta del contratista

Artículo 45:

El Pago del precio de este proyecto, se realizará de la siguiente manera: El 42% en el instante en que se realiza la entrega del proyecto y se firma el contrato, el 53%, que en total suman un 95%, a la mitad del tiempo de fabricación de las piezas. Y el 5% restante una vez que se efectúa la entrega definitiva.

Artículo 46:

El Director Técnico percibirá un 53% del total por su trabajo; cobrándose esa cantidad mensualmente, paralelamente a la que irá pagando el cliente al irse desarrollando la elaboración de las piezas.

Artículo 47:

El autor del proyecto percibirá el 7% del importe total del proyecto, cobrando esta cantidad una vez entregado el proyecto al cliente y con la aceptación del mismo. Queda así pues responsable de todos los daños que pudieran derivarse de un mal diseño o cálculo de cualquier pieza.

Artículo 48:

En la ejecución de las piezas, el contratista no tendrá derecho a la indemnización por el precio mayor que pudiera costar o por errores cometidos durante la ejecución.

Artículo 49:

Como constará en el contrato, existe un plazo límite para la terminación de la elaboración de las piezas. Dicho límite establecido previamente, aceptado por el Director Técnico y el contratista, no deberá ser sobrepasado.

Artículo 50:

Para que cumpla dicho límite, el dueño podrá establecer multas al Director Técnico por cada día de retraso en la ejecución de las mismas, con cantidades fijadas en el contrato. A su vez el Director Técnico podrá ponerlas al contratista, de acuerdo con el contrato

realizado entre ambos; siendo la cuantía dependiente de la fijada por el cliente al Director Técnico más independiente de las exigidas del Director al contratista.

Artículo 51:

Una vez realizada la recepción definitiva, se liquidará al contratista la cantidad que se le adeude.

Artículo 52:

La ejecución de los trabajos se contratará por unidades ejecutadas con arreglo a los documentos del proyecto y en las cifras fijadas que formarán el presupuesto general para la ejecución del trabajo contratado.

Artículo 53:

Los contratos se adjudicarán en general en forma privada. Estos documentos contendrán: Comunicación de la adjudicación de una cláusula en la que se exprese terminantemente que el contrato está conforme al pliego de condiciones y demás documentos del presente proyecto. El cliente antes de firmar el documento, así como todas las escrituras, habrá firmado también su conformidad al pliego de condiciones.

Artículo 54:

Ambas se someterán en sus diferencias al arbitraje amigable compuestas por vía de equidad, designándose uno de ellos por el propietario, y otro por el contratista.

Artículo 55:

Se considerará causas suficientes de rescisión de contrato las que a continuación se señalan:

A) La muerte o incapacidad del contratista;

B) La quiebra del mismo;

- C) Las alteraciones del contrato por las siguientes causas: 1. La modificación del proyecto en forma tal que presente alteraciones fundamentales del mismo, a juicio de la Dirección Técnica, y en cualquier caso, siempre que la variación de presupuesto de ejecución como consecuencia de estas variaciones, represente más o menos el 25% del importe total de aquel. 2. La modificación de unidades siempre que estas sean de un 40%.
- D) La suspensión de la construcción comenzada siempre que el plazo de suspensión haya excedido de tres meses como mínimo.
- E) El no dar comienzo la contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del siguiente proyecto.
- F) La terminación de plazo de ejecución del reductor sin llegar a la culminación de éste.
- G) El abandono de la ejecución sin causa justificada a juicio de la dirección técnica.
- H) La mala fe en la ejecución de los trabajos a juicio de dicha dirección.

4 PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES Y TÉCNICAS.

Artículo 56:

En el lugar de trabajo mientras esté presente el director, se procurará ser ordenado tanto en materiales almacenados, como en los errores o desperdicios que de ello deriven, a fin de evitar entorpecer las operaciones y posibles que por dicha causa pudieran originarse.

Artículo 57:

Para aquellos trabajos en los cuales el operario tenga que trabajar con taladrina o algún refrigerante que pueda dañar la piel, deberá protegerse con traje y guantes de goma.

Artículo 58:

Utilizar equipo de seguridad: gafas de seguridad, caretas, etc.. Siempre que trabajes con muelas abrasivas y cuando se mecanizan metales duros, frágiles o quebradizos, debido al peligro que representa para los ojos las virutas y fragmentos de la máquina que pudieran salir proyectados. Si a pesar de todo se introdujera alguna vez un cuerpo extraño (sólido) en un ojo, no lo restriegues, ya que se puede provocar una herida.

Artículo 59:

No utilizar ropa holgada o muy suelta. Se recomiendan las mangas cortas. Utiliza guantes de protección especialmente cuando manipules chapas, barras o piezas que puedan tener rebabas o aristas cortantes.

Artículo 60:

Utilizar ropa de algodón. Usa siempre buzo de trabajo, de la talla correspondiente, provisto de puños elásticos ceñidos a la muñeca, mantenlo en buen estado y vestido correctamente.

Artículo 61:

Utilizar calzado de seguridad que te proteja contra cortes, pinchazos, virutas calientes y caídas de piezas pesadas. El calzado deberá estar siempre correctamente atado.

Artículo 62:

Mantener el lugar de trabajo siempre limpio.

Artículo 63:

Si se mecanizan piezas pesadas utilizar polipastos adecuados para cargar y descargar las piezas de la máquina.

Artículo 64:

Es preferible llevar el pelo corto. Si es largo no debe estar suelto sino recogido.

Artículo 65:

No vestir joyería, como collares, pulseras o anillos.

Artículo 66:

Siempre se deben conocer los controles y funcionamiento del torno. Se debe saber cómo detener su operación.

Artículo 67:

Es muy recomendable trabajar en un área bien iluminada que ayude al operador, pero la iluminación no debe ser excesiva para que no cause demasiado resplandor.

Artículo 68:

Antes de poner en marcha la máquina para comenzar el trabajo de mecanizado, debes realizar las siguientes comprobaciones:

Que el dispositivo de sujeción de piezas, de que se trate, está fuertemente anclado a la máquina.

Que la pieza a trabajar está correcta y firmemente sujeta al dispositivo de sujeción.

Que la herramienta está correctamente colocada y sujeta.

Que sobre la máquina no hay piezas o herramientas abandonadas que pudieran caer o ser alcanzados por elementos móviles de la máquina.

Que las carcasas de protección de las partes móviles: poleas, engranajes, cadenas, ejes..., están en su sitio y bien fijadas.

Que los dispositivos de protección y seguridad se encuentren en su sitio y correctamente instalados.

Para la realización de cada una de las partes de este proyecto será necesaria la utilización de un ordenador personal con las siguientes características:

Procesador INTEL CORE i3 3220 3,30GHz 1155 con disipador incluido

Placa Base ASUS 1155 P8H61-M LK R2.0

Almacenamiento DISCO DURO 500GB 7200 16MB 3.5" SATA 3 SEAGATE

Memoria 4 Gigas en 1 módulo de DDR3 4GB 1333 MHz KINGSTON

Caja B-MOVE CAJA ATX KAIROS NEGRO

Fuente GENERICA 500W VENTILADOR 8CM

Unidad Lectora/Grabadora No incluida. Puede solicitarse unidad adicional con instalación gratuita.

Tarjeta Gráfica Integrada 1GB

Tarjeta de Sonido Integrada en placa base

Tarjeta de Red Integrada en placa base 10/100/1000 Mbps

Además se necesitará licencia de los siguientes programas:

AUTOCAD 2013

UNIGRAPHICS NX8

Microsoft Word

Catia v5

Photoshop cs5

Mathemática 8

5. PLIEGO DE CONDICIONES DE SEGURIDAD E HIGIENE

Artículo 69:

El contratista será responsable de los accidentes que por inexperiencia o descuido sobreviniesen en la realización de los trabajos, ante los Tribunales de Justicia.

Artículo 70:

Queda el contratista obligado a cumplir todo lo estipulado en todas la leyes de reglamento de carácter oficial, así como a las demás leyes y disposiciones vigentes que sean de aplicación durante los trabajos.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ESTUDIO Y FABRICACIÓN DEL EJE ROTOR PRINCIPAL
DE UN AEROGENERADOR

PRESUPUESTO

Iván Pérez Díez

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 15/11/2013

CUADRO DE PRECIOS UNITARIOS

Elementos Normalizados

| | | Importe | Unidad |
|-----|---|---------|----------|
| 1.1 | Anillo de retención DIN 471 DSH-395 | 39 | €/unidad |
| 1.2 | Anillo de retención DIN 471 DSH-390 | 38,6 | €/unidad |
| 1.3 | Rodamiento de rodillos a rótula, agujero cilíndrico y cónico. Modelo 24180 ECA/W33 de SKF | 2480,86 | €/unidad |
| 1.4 | Rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera. Modelo NU 2080 ECMA de SKF | 2096,67 | €/unidad |

Acero

| | | | |
|-----|--|-------|------|
| 1.5 | Acero 42CrMo4 de densidad 7830 Kg/m ³ | 1,413 | €/Kg |
|-----|--|-------|------|

Mecanizado y diseño del eje

| | | | |
|-----|------------------------------|----|--------|
| 1.6 | Hora de diseño por ordenador | 34 | €/hora |
| 1.7 | Hora mecanizado del eje | 48 | €/hora |

ESTADO DE MEDICIONES

Elementos normalizados

| | | | | | | | |
|-----|---|------------------------|---|---|---|----------|--------|
| 1.1 | Anillo de retención DIN 471 DSH-395 | Diámetro del eje en mm | - | - | - | Cantidad | Unidad |
| | Anillo de retención DSH-395 | 395 | | | | 2 | - |
| 1.2 | Anillo de retención DIN 471 DSH-390 | | | | | | |
| | Anillo de retención DSH-390 | 390 | | | | 1 | - |
| 1.3 | Rodamientos SKF | Diámetro del eje en mm | | | | | |
| | Rodamiento 24180 ECA/W33 | 400 | | | | 1 | - |
| 1.4 | Rodamiento NU 2080 ECMA | 400 | | | | 1 | - |

Acero

| 1.5 | Acero 42CrMo4 de densidad 7830 Kg/m ³ | Diámetro en mm | Largo en mm | Nº unidades | Volumen (m ³) | Cantidad | Unidad |
|-----|--|-------------------|----------------|----------------|------------------------------|----------|--------|
| | Eje Aerogenerador | 410 | 5125 | 1 | 2,7065 | 21192,07 | kg |

Mecanizado y diseño del eje

| | | Nº de piezas iguales | | | | Cantidad | Unidad |
|-----|-------------------------|----------------------------|--|--|--|----------|--------|
| 1.6 | Diseño por ordenador | 1 | | | | 15 | h |
| 1.7 | Mecanizado del eje | 1 | | | | 30 | h |

PRESUPUESTO GENERAL

Elementos normalizados

| | | Nº de piezas iguales | - | - | Importe unitario | Importe total | Unidad |
|---------------|--|----------------------------|---|---|---------------------|------------------|--------|
| 1.1 | Anillo de retención DSH-395 | 2 | | | 39 | 78 | € |
| 1.2 | Anillo de retención DIN 471 DSH-390 | 1 | | | 38,6 | 38,6 | € |
| | Rodamientos SKF | | | | | | |
| 1.3 | Rodamiento 24180 ECA/W33 | 1 | | | 2480,86 | 2480,86 | € |
| 1.4 | Rodamiento NU 2080 ECMA | 1 | | | 2096,67 | 2096,67 | € |
| Importe total | | | | | | 4577,53 | € |

Acero

| | | Nº de piezas iguales | | Kg totales | Importe unitario | Importe total | Unidad |
|---------------|---|----------------------------|--|---------------|---------------------|------------------|--------|
| 1.5 | Acero 42CrMo4 de densidad 7830 Kg/m ³ | 1 | | | 1,413 | 29945 | € |
| Importe total | | | | | | 29945 | € |

Diseño y Mecanizado

| | | Nº de horas | - | - | Importe unitario | Importe total | Unidad |
|---------------|-------------------------|----------------|---|---|---------------------|------------------|--------|
| 1.6 | Diseño por ordenador | 23 | | | 34 | 510 | € |
| 1.7 | Mecanizado del eje | 30 | | | 48 | 1440 | € |
| Importe total | | | | | | 1950 | € |

RESUMEN DEL PRESUPUESTO

Elementos normalizados.....4577,53€

Acero.....29.945€

Diseño y mecanizado..... 1.950 €

PEM.....36.471,92€

7 % de beneficio industrial..... 2.553 €

PEC.....39.025€

El presupuesto de ejecución material alcanza la suma de treinta y seis mil cuatrocientos setenta y uno coma noventa y dos euros.

El presupuesto de ejecución por contrata alcanza la suma de treinta y nueve mil veinte y cinco euros.

Iván Pérez Díez

Pamplona, 15/11/2013

Firma: